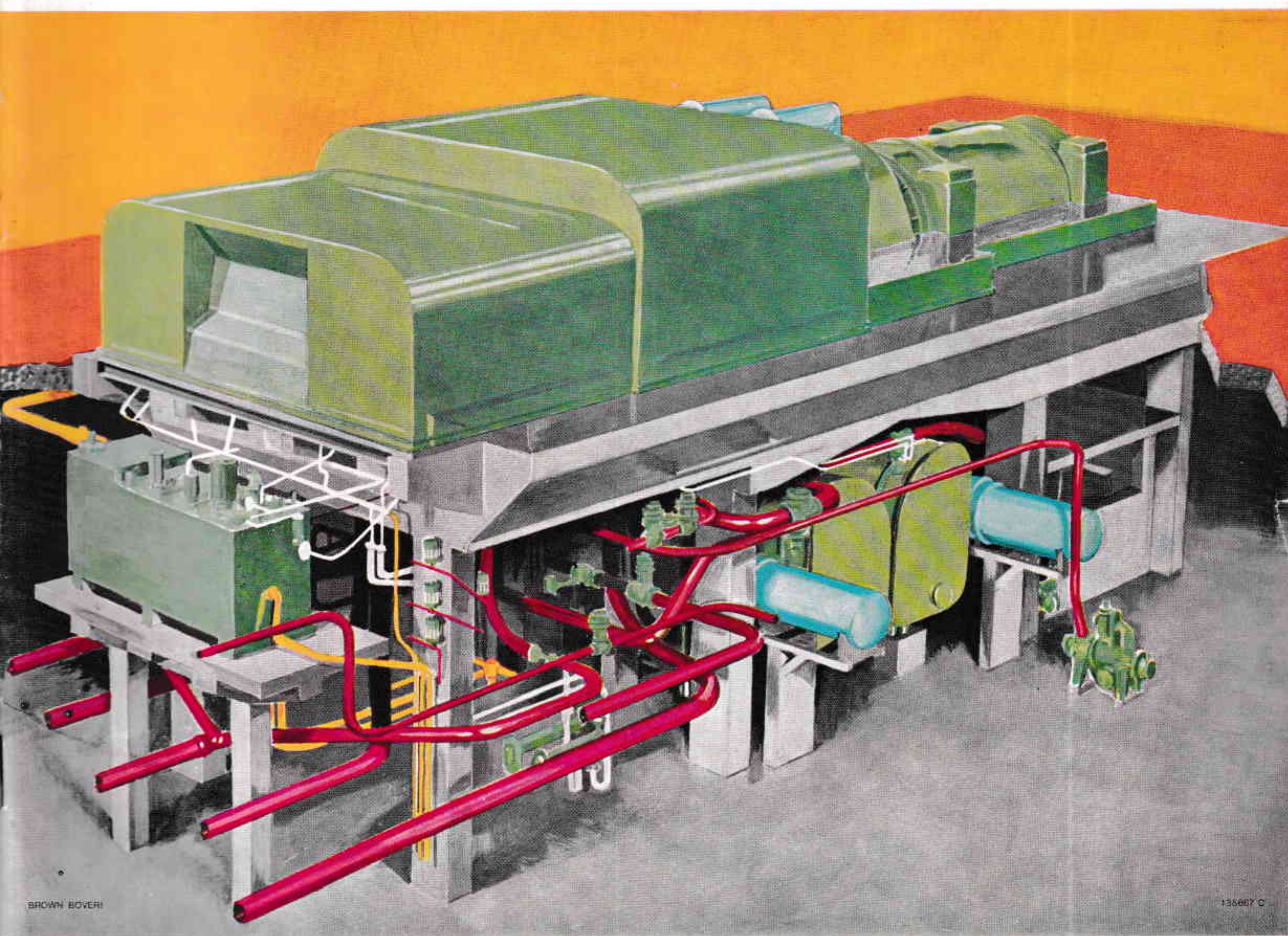
REVUE BROWN BOVERI

Installations auxiliaires pour turbogroupes à vapeur



Groupe de turbines à vapeur avec ses installations auxiliaires

REV. BROWN BOVERI TOME 54 N° 10/11 PAGES 661 à 736 BADEN, OCTOBRE/NOVEMBRE 1967

Imprimé en Suisse

REVUE BROWN BOVERI

PUBLIÉE PAR LA SOCIÉTÉ ANONYME BROWN, BOVERI & CIE, BADEN (SUISSE)

TOME 54 OCTOBRE/NOVEMBRE 1967 N° 10/11

SOMMAIRE

Avant-propos

En 1962, nous avons une première fois consacré tout un numéro de la Revue Brown Boveri au thème «Technique de la chaleur dans les centrales à vapeur». Notre but était d'inciter nos lecteurs à accorder aux parties un peu moins spectaculaires d'une centrale à vapeur, tels les condenseurs et les réchauffeurs, l'attention qui leur est due. Nous ne pensions certainement pas, alors, que les progrès réalisés dans ce domaine, sur les plans de la théorie et de la construction, justifieraient au bout de cinq ans seulement la publication d'un nouveau numéro entièrement consacré à ce sujet.

Sans aucun doute, les raisons en sont aisément concevables. Les puissances unitaires qui s'accroissent sans cesse et donc les conséquences de plus en plus graves, qui découlent de l'arrêt d'une installation, amènent les producteurs d'énergie à attacher toujours plus de prix au degré de disponibilité d'une installation. Qu'il faille ici tenir compte non seulement des éléments principaux, comme la chaudière, la turbine et l'alternateur, mais tout autant des auxiliaires, cela va de soi aujourd'hui. De plus, le nombre des centrales à vapeur équipées de réacteurs à eau légère a beaucoup augmenté. Comme ces réacteurs ne peuvent fournir que de la vapeur saturée à une température relativement basse, la turbine à vapeur ne dispose donc que d'une faible chute de température. Pour conserver la même puissance utile que dans une installation traditionnelle, il faudra donc augmenter fortement la quantité de vapeur. En outre, des considérations d'ordre économique exigent dans les centrales nucléaires des puissances unitaires les plus élevées possibles. Ces deux raisons font que «l'extrémité

froide» prend de l'importance tant sur le plan financier que par ses dimensions. Une adaptation optimale de toutes les parties de «l'extrémité froide» revêt donc, aujourd'hui plus que jamais, une grande importance. Comme nous en avons mis au point nous-mêmes les différents éléments, de la turbine à vapeur jusqu'au condenseur et au réchauffeur, et que nous pouvons donc les fournir, nous sommes en mesure d'offrir à nos clients des projets d'ensemble dont les implications économiques ont été soigneusement étudiées. Il est hors de doute que cela ne peut être réalisé que si les différents composants sont constamment améliorés au point de vue thermodynamique et de la construction et si une base mathématique, permettant l'adaptation économique des différentes parties de l'installation, est élaborée.

Tous ces efforts sont cependant sans effet si une étroite collaboration avec notre clientèle nous est refusée. Certaines précisions des cahiers des charges, secondaires à première vue, peuvent entraîner des conséquences imprévues et, peut-être, fermer la porte à toute solution optimale. Mais on évite de telles éventualités quand le client accorde aux propositions du fournisseur la confiance nécessaire.

Avec cela, le but effectif de ce numéro est précisé, à savoir: convaincre nos clients, à l'aide de quelques exemples, du sérieux de nos méthodes de travail et de la façon systématique dont nous poursuivons nos développements, en vue de les engager à une collaboration fructueuse.

(tr.)

PIERO HUMMEL

L'extrémité froide des centrales à vapeur

621.175

L'extension des réseaux interconnectés de centrales entraîne en général un vide du condenseur plus mauvais. Cela s'explique de trois manières: premièrement la nécessité d'une exploitation économique, deuxièmement le risque d'érosion dans les derniers étages à basse pression des grandes turbines et troisièmement la pénurie d'eau de refroidissement. Cette dernière cause influe sur la rentabilité soit en raison du coût de l'amenée d'eau, soit en raison de celui des réfrigérants à air pour la condensation de la vapeur.

1. Introduction

Si, lorsqu'on projette une installation de force motrice, on est lié de prime abord à trop de données, on pourra comparer plus simplement les offres de différents fournisseurs, mais on n'arrivera guère à proposer une solution optimale. A l'aide de l'exemple de l'adaptation optimale de la turbine basse pression et de l'installation de condensation, nous attirerons l'attention sur les diverses grandeurs à considérer et sur l'importance de l'optimalisation de «l'extrémité froide».

La construction du dernier étage de la turbine et le dimensionnement du condenseur dépendent indiscutablement l'un de l'autre et sont liés par les critères de rentabilité [1][1] dans l'acception générale du terme et par les propriétés de résistance à l'érosion des étages terminaux travaillant dans la vapeur saturée.

Dans le calcul de la rentabilité, il faut distinguer deux cas; d'une part celui où l'eau de refroidissement est abondante ou facilement disponible et d'autre part celui où l'on ne dispose pas d'eau ou qu'on ne peut s'en procurer que dans des conditions très difficiles. Dans ce second cas, il faut envisager un refroidissement à l'air.

2. Critères économiques

On comparera les pertes thermodynamiques résultant d'une modification du vide et les consommations d'énergie pour l'eau de refroidissement avec les frais d'investissement des installations influencées par cette modification. Il faut, bien entendu, tenir aussi compte du coût de la prise d'eau, des canaux d'amenée et éventuellement des dépenses pour le bâtiment des pompes.

Le prix de l'extrémité de la turbine, rapporté à sa section de sortie axiale, tend à augmenter pour les grandes machines. Il en est de même des frais d'installation du poste de condensation, rapportés, par exemple, aux surfaces d'échange de chaleur, car une grande partie des travaux nécessaires doit être exécutée à l'extérieur, sur le chantier. De ces deux constatations, il résulte que, dans les conditions optimales, le vide des grosses unités est plus mauvais que celui des petites unités. A cela s'ajoute le fait que le prix du combustible a tendance à baisser alors qu'au contraire les frais d'amenée d'eau augmentent.

D'autre part, on constate une raréfaction des capitaux disponibles, ce qui entraîne une augmentation du taux de l'intérêt. Ces constatations renforcent la tendance, susdite, de travailler avec une contre-pression plus élevée parce que, pour l'obtention de conditions optimales, il est nécessaire de réduire les frais d'investissement, quitte à augmenter les frais de combustible; en d'autres termes, il faut diminuer les surfaces d'échange du condenseur.

L'article suivant analyse en détail les problèmes que soulèvent les critères économiques. Il est clair que le taux de disponibilité de l'installation doit être élevé, indépendamment du projet choisi, car un arrêt de la machine, d'aussi courte durée soit-il, ou des frais d'entretien plus grands, peuvent compenser les gains, voire même provoquer une perte.

3. Installations de condensation à air

Nous avons déjà traité ce sujet ailleurs [2] et décrit les diverses constructions, leurs avantages ou leurs inconvénients, et considéré quelques problèmes d'ordre économique. Le mauvais coefficient d'échange de chaleur de l'air par rapport à l'eau et sa faible chaleur massique nécessitent de grandes surfaces

[1] Nombres entre crochets, voir la bibliographie, p. 667.

d'échange et de grands débits d'air. Les frais d'installations et la consommation d'énergie sont plus élevés pour l'air que pour l'eau. Il s'ensuit que, si l'on calcule les conditions optimales de fonctionnement d'une installation de condensation comportant un refroidissement par air, on obtient une pression à l'échappement de la turbine plus élevée que pour le refroidissement par eau.

Il en résulte, pour une température de l'air donnée, des différences utilisables de température plus grandes entre la vapeur saturée et l'air et par suite des surfaces d'échange plus petites. Ce débit d'air de refroidissement peut, lui aussi, être réduit.

Pour une centrale de grande puissance, nous avons déterminé les caractéristiques optimales du poste de condensation avec refroidissement direct par eau, avec tours de refroidissement et avec refroidissement par air. Le tableau ci-dessous montre le résultat de notre analyse. On voit clairement que le refroidissement par air optimal conduit à une pression à l'échappement sensiblement plus élevée que dans le cas des condenseurs refroidis par eau. Il est toutefois intéressant de constater que le total des dépenses ne diffère pas aussi fortement que l'on est souvent enclin à l'admettre selon les systèmes considérés. Les valeurs calculées ne tiennent pas compte de différences éventuelles entre les frais de transport du combustible, les frais de répartition de l'énergie électrique et les frais d'acquisition de terrains à bâtir.

Système de refroidissement du condenseur		eau	tour de refroidissement	refroidissement par air
Température de l'eau	°C	15,6	20,0	—
Température de l'air	°C	—	—	13,9
Pression à l'échappement	bar	0,053	0,065	0,139
Différence de puissance (Pompe alimentaire, pompe de circulation, ventilateurs)	MW	—	2	10,5
Différence de consommation de chaleur	kJ/kWh	—	89	340
Prix des machines (Chaudière, turbogroupe, pompes, etc.)	10^6 Fr.	144,2	155,2	158,0
Différence de puissance capitalisée	10^6 Fr.	—	0,9	3,5
Différence de consommation de chaleur capitalisée	10^6 Fr.	—	2,6	9,5
Total	10^6 Fr.	144,2	158,7	171,0

Facteur d'équivalence, en francs suisses 350 Fr./kW.

4. Erosion dans le dernier étage

L'eau se forme par détente de la vapeur au passage de la ligne de saturation, ou ligne Wilson. Les lois qui régissent les phénomènes de formation d'eau sont mieux connues aujourd'hui [3]. Les gouttelettes d'eau ont à leur naissance un diamètre de l'ordre de quelques microns (10^{-6} mètre) et n'attaquent pas les aubes parce que leurs forces d'inertie sont petites par rapport aux forces d'entraînement par la vapeur. Leur trajectoire est donc semblable à celle de la vapeur. Ce n'est que lorsqu'un grand nombre de petites gouttelettes se rassemblent sur une surface qu'il se forme quelques grandes gouttes, ou un film d'eau. Cette seconde forme de l'eau condensée peut provoquer de l'érosion dans les derniers étages.

On peut admettre que, pour une forme d'ailette donnée, l'effet de l'érosion est proportionnel à l'énergie communiquée à l'aubage par les gouttes.

Le débit de l'eau peut être représenté par

$$(1-x)\cdot A\cdot c$$

$1-x$ humidité par kg du mélange eau–vapeur
A une surface (constante)
c vitesse de l'eau perpendiculairement à A

Si l'on admet qu'il existe un rapport fixe entre la vitesse c et la vitesse périphérique u – ce qui semble admissible en première approximation – on peut écrire:

débit	$(1-x)\cdot A\cdot u$
énergie de choc de l'eau sur une aube pour un écoulement axial	constante $\cdot\, u^2$
énergie totale	$(1-x)\cdot u^3\cdot$ constante

La constante dépend entre autres de la direction effective du courant et des vitesses de l'eau, de la géométrie de l'aubage et de la surface intérieure de la bâche de la turbine, qui prend part à la transformation des gouttelettes primaires en grosses gouttes ou en film d'eau, du mécanisme de l'érosion, c'est-à-dire de l'effet mécanique de l'eau projetée.

Admettons que, comme nous l'avons exposé plus haut, le risque d'érosion augmente avec la troisième puissance de la vitesse périphérique; on se rendra compte que les grandes unités peuvent tomber rapidement dans le domaine des fortes érosions. Une amélioration sensible peut être réalisée par abaissement de la pression du resurchauffeur, par élévation

de la température de celui-ci, par introduction d'une double resurchauffe ou, dans une certaine mesure, par augmentation de la pression à l'échappement.

5. Remarques finales

Nous avons montré que les facteurs économiques, les problèmes d'érosion et peut-être aussi la pénurie d'eau tendent à augmenter la pression à l'échappement des grandes turbines à vapeur. Le nombre des grandeurs à considérer est très grand. Ce sont, en ce qui concerne les facteurs économiques, les intérêts et l'amortissement du capital, le prix du combustible, le taux d'utilisation, le rendement global et la composition des frais des machines, qui déterminent la construction. La résistance à l'érosion dépend de l'humidité de la vapeur, de la vitesse périphérique, de la forme de l'ailette et de son matériau et de la forme de la bâche. Les économies en frais d'investissement, réalisées par optimalisation de l'extrémité froide de la turbine, peuvent être considérables. Il est donc recommandable de chercher à projeter une centrale qui soit globalement économique et de ne pas s'attacher à des solutions situées en dehors de l'optimum en fixant d'avance certaines valeurs intermédiaires.

(J.L.)

GUSTAV BAUMANN

Bibliographie

[1] C. SEIPPEL et G. OPLATKA: Les critères économiques à considérer dans l'étude des centrales thermiques. *Rev. Brown Boveri*, t. 47 (1960), n° 1/2, p. 3 à 6.

[2] G. OPLATKA: Les condenseurs à refroidissement par air. *Rev. Brown Boveri*, t. 49 (1962), n° 7/8, p. 312 à 319.

[3] H. MEYER et G. GYARMATHY: Recherche expérimentale à propos de l'influence de la rapidité de la détente sur la formation de brouillard dans la vapeur sursaturée. *Rev. Brown Boveri*, t. 51 (1964), n° 12, p. 777 à 782.

Détermination de l'installation de condensation la plus économique

621.175.003

La lutte pour l'augmentation de la rentabilité nous a conduits à mettre au point un procédé de calcul optimalisant les conditions d'établissement et de mise en œuvre de l'installation de condensation. En particulier, les variations périodiques de la charge et de la température de l'eau de circulation ont été largement prises en considération. Les calculs relatifs à des installations en service ou projetées montrent qu'il est possible de diminuer les dimensions du condenseur tout en améliorant la rentabilité de l'ensemble.

1. Introduction

En général on dimensionne les condenseurs en utilisant la formule connue

$$\varepsilon = 1 - e^{-\varphi}$$

où

$$\varepsilon = \frac{t_{WA} - t_{WE}}{t_D - t_{WE}} = \frac{\Delta h}{c\,M\,(t_D - t_{WE})}$$

représente le coefficient de rendement de température et

$$\varphi = \frac{k\,A}{c\,M_W} = \frac{k\,A}{c\,n\,M_D}$$

le coefficient d'échange de chaleur.

Les grandeurs déterminantes des équations ci-dessus sont soit connues, soit données, en général par le client:

t_{WE} la température d'admission de l'eau de refroidissement; valeur moyenne établie par l'un des procédés connus (fig. 1)

c la chaleur spécifique de l'eau

M_D le débit de vapeur au condenseur à la charge donnée (le plus souvent à la charge dite économique ou aussi à la charge maximale)

Δh la quantité de chaleur à éliminer par unité de masse de vapeur (appelée généralement chaleur de condensation)

t_D la température de la vapeur, c'est-à-dire la température de saturation correspondant à la pression dans le condenseur, à la charge nominale.

En admettant maintenant que

$n = \dfrac{M_W}{M_D}$ débit spécifique de l'eau de refroidissement, une valeur basée sur l'expérience,

on peut, à l'aide de

k coefficient de transmission de chaleur, qu'on estimera facilement en première approximation

et des équations susmentionnées, calculer

A la surface d'échange du condenseur. En se basant sur cette valeur, on établira un premier projet du condenseur, on déterminera le nombre de tubes et leurs dimensions; par un calcul itératif, on déterminera les dimensions du condenseur répondant aux conditions posées.

En examinant de plus près la méthode décrite, on s'aperçoit qu'au fond, deux valeurs ont été choisies arbitrairement; ce sont t_D et n. De plus, en ce qui concerne la rentabilité, il est permis de douter de l'exactitude de la température moyenne adoptée.

Il est clair que la méthode décrite n'est pas satisfaisante et qu'il faut se donner comme but une conception de condenseur répondant à un des critères de rentabilité. A cet effet, nous posons la condition suivante: la somme de toutes les dépenses doit être minimale. Pour satisfaire à cette condition, il faut exprimer les dépenses en fonction des grandeurs significatives du projet et (ou) de l'exploitation, et déterminer celles-ci par des méthodes mathématiques connues. Les dépenses comprendront donc les frais de premier établissement et les frais d'exploitation, de même que les pertes de rendement (qu'on appelle d'habitude pertes d'énergie).

On peut être tenté de déterminer la surface d'échange du condenseur et le débit spécifique d'eau optimaux pour la charge nominale et pour la température moyenne annuelle de l'eau; les équations donnent ensuite immédiatement t_D et la pression au condenseur.

On peut aussi être plus exigeant dans l'énoncé du problème et tenir compte de l'influence des variations annuelles de la charge et de la température de l'eau sur les grandeurs déterminantes du condenseur. Le calcul est plus compliqué, il conduit toutefois à des résultats plus conformes aux conditions réelles et qui garantissent ainsi une rentabilité plus grande.

Cette méthode de calcul a été mise au point pour le dimensionnement des condenseurs. Elle est programmée pour une calculatrice électronique, de sorte qu'il est possible de déterminer dans un court délai, pour les données initiales du projet, le condenseur et sa bâche d'échappement ainsi que l'installation d'approvisionnement en eau de refroidissement les mieux adaptés aux exigences techniques et économiques. Le dimensionnement optimal pour une charge et une température constantes est alors un cas particulier de la solution générale.

2. Principes d'optimalisation

On déterminera les dépenses et on les exprimera en fonction des variables indépendantes. Les dérivées partielles de la fonction obtenue par rapport à ces variables donnent un système d'équations qui permettra de calculer la valeur des variables correspondant à l'optimum.

Il s'est révélé opportun d'introduire les trois variables indépendantes suivantes:

- La surface d'échange de chaleur A du condenseur, ou sa valeur spécifique a rapportée à un débit de vapeur nominal.
- Le débit de l'eau de refroidissement M_W ou sa valeur spécifique n rapportée au débit de vapeur.
- La différence de température de la vapeur et la température d'admission de l'eau (fig. 1), dans les conditions nominales.

Ces trois grandeurs sont liées par la relation

$$\psi = ak - cn \ln \frac{cn\vartheta}{cn\vartheta - r} = 0$$

qui doit être prise en considération lors du calcul du minimum.

Les dépenses – qui seront discutées successivement – doivent être exprimées en fonction de ces variables:

- Le prix du condenseur (éventuellement avec la partie du bâtiment) est, dans les limites adéquates et avec approximation suffisante, une fonction linéaire de a.
- Les prix de la bâche d'échappement et de l'extrémité froide de la turbine en raison de la normalisation des bâches d'échappement ne peuvent être exprimés par les variables. Le type de bâche économique sera déterminé en répétant le calcul et en comparant les dépenses optimales successivement pour les différents types.
- Le capital pour les installations de prise et de transport de l'eau de refroidissement, ainsi que pour les licences et taxes éventuelles. On admet que celles-ci sont proportionnelles à la puissance de pompage, donc aussi à n.

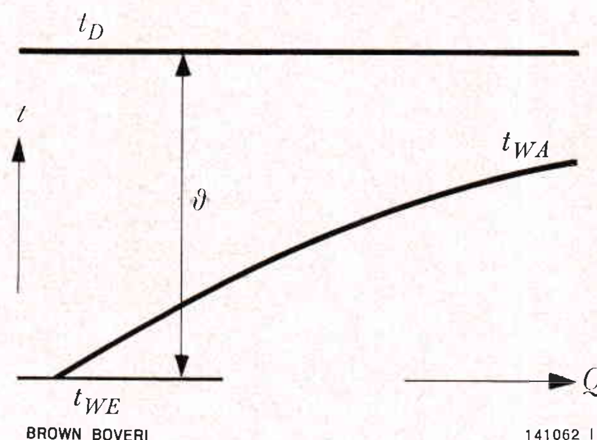


Fig. 1. – Diagramme température–chaleur du condenseur

Q = quantité de chaleur
t = température
t_D = température de la vapeur
t_{WE} = température de l'eau à l'entrée
t_{WA} = température de l'eau à la sortie
ϑ = différence de température maximale dans le condenseur

- La chute de rendement ou les pertes de puissance dues à la construction du condenseur ou de la bâche d'échappement. On les désignera séparément: les pertes de condenseur et les pertes de bâche. Pour leur définition on aura avantageusement recours au diagramme enthalpie–entropie (figure 2), dans lequel le parcours ABCF représente la ligne de détente (prolongée) et le parcours ABCDE, les états successifs de la vapeur. La ligne ABC représente la détente dans la turbine, CD la transformation d'énergie dans le diffuseur de la bâche, DE le courant tourbillonnant, à pression

constante, de la sortie du diffuseur dans le condenseur. Si le diffuseur est bien conçu, la détente dans la turbine sera prolongée sensiblement; en conséquence, la distance BC sera plus grande. Avec un mauvais diffuseur, le point C se rapproche de B ou même tombe sur B et il ne se produit alors aucune transformation d'énergie cinétique en pression.

D'autre part, $p\ (t_{WE})$ représente, dans la figure 2, la pression de saturation correspondant à la température d'admission de l'eau de refroidissement, p_W est la pression statique de la vapeur à la sortie de la dernière rangée d'aubes, $p\ (t_D)$ la pression de saturation correspondant à la température de la vapeur dans le condenseur.

Nous appelons pertes du condenseur les pertes d'énergie dues au fait que la transformation de la vapeur en eau se produit à la température de condensation t_D et non à la température d'entrée t_{WE} de l'eau de refroidissement. La chute d'enthalpie Δh_K de la figure 2 représente ces pertes. Ces pertes sont nulles dans un condenseur de surface infinie, refroidi par une quantité d'eau infinie.

Nous appelons pertes de la bâche d'échappement les pertes d'énergie produites par l'écoulement tourbillonnaire de la vapeur après la sortie d'aubage de la turbine. Elles sont représentées par la chute d'enthalpie Δh_A de la figure 2. Dans une turbine dans laquelle les sections de sortie de la dernière rangée d'aubes sont infinies, de sorte que la vitesse de la vapeur soit nulle, ou dans le cas d'une bâche d'échappement qui transforme l'énergie cinétique totale en pression, les pertes d'échappement sont nulles.

Les valeurs instantanées des pertes du condenseur et de la bâche sont essentiellement le produit de la chute d'enthalpie par le flux de vapeur au condenseur. Elles seront exprimées en fonction d'une grandeur caractéristique du condenseur, de préférence en fonction de ϑ et intégrées pour une période d'un an. La température de l'eau de refroidissement et la charge n'étant pas fonctions

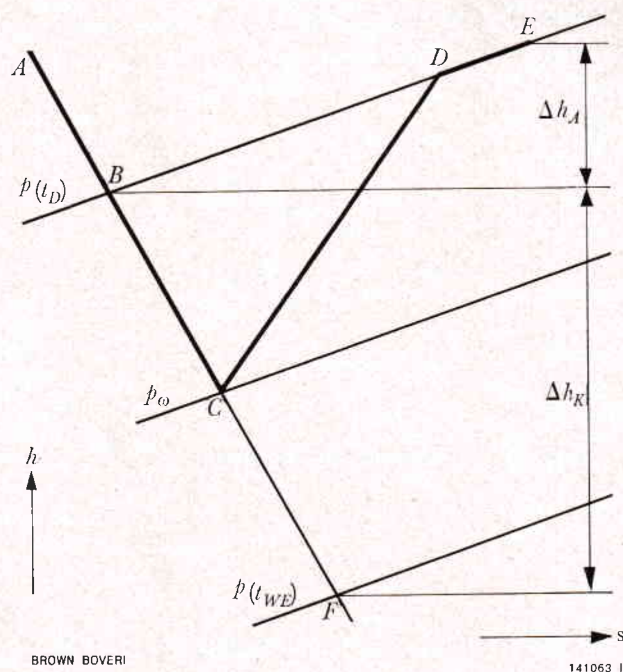


Fig. 2. – Diagramme entropique de l'extrémité froide de la turbine

ABCF ligne de détente (prolongée)
ABCDE indique les états successifs de la vapeur
$p\,(t_D)$ = pression correspondant à la température de la vapeur
$p\,(t_{WE})$ = pression correspondant à la température de l'eau de refroidissement à l'entrée
p_ω = pression à la fin de détente
Δh_K = chute d'enthalpie correspondant aux pertes de condenseur
Δh_A = chute d'enthalpie correspondant aux pertes de la bâche d'échappement

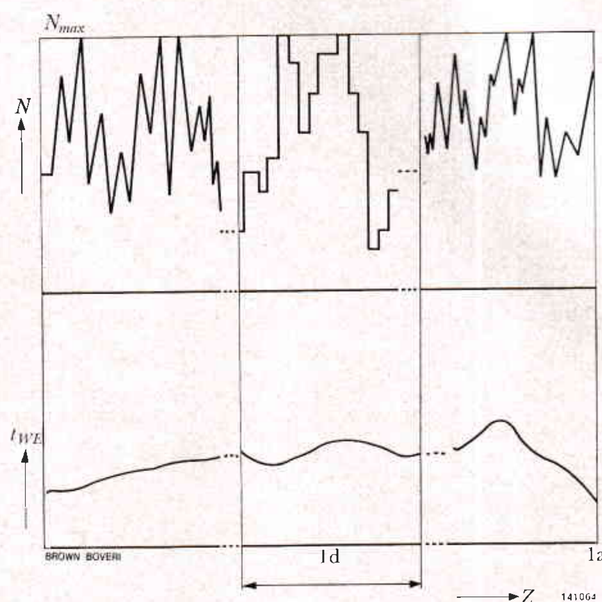


Fig. 3. – Répartition de la charge (N) et de la température d'entrée (t_{WE}) de l'eau pour une année (a)

Au milieu du diagramme, avec échelle du temps agrandie: variation pendant un jour quelconque.
Le symbole Z indique le temps.

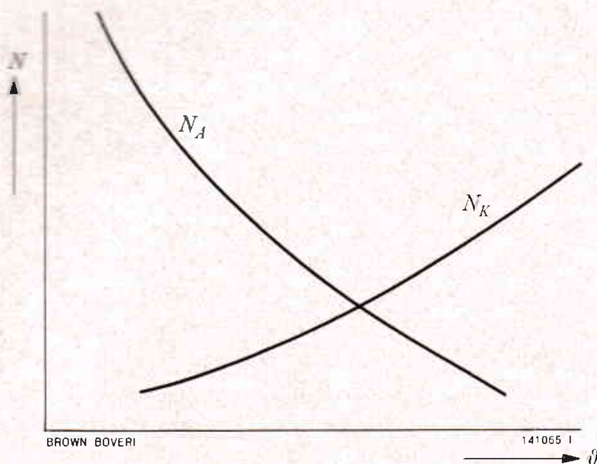


Fig. 4. – Représentation qualitative des pertes du condenseur (N_K) et des pertes (N_A) de la bâche d'échappement en fonction de la différence de température ϑ dans le condenseur

Les courbes montrent les valeurs moyennes obtenues par intégration sur une période d'un an.

analytiques du temps (fig. 3), l'intégration ne peut avoir lieu que par addition arithmétique, après division de l'année en un nombre d'intervalles adéquats. Pour cette opération, il faut prendre, à chaque instant, les valeurs correspondantes de la charge et de la température, parce que leur corrélation n'est en général pas linéaire. La sommation fournit les pertes de condenseur et les pertes de bâche en fonction de ϑ. On pourra les représenter graphiquement; l'allure de ces courbes est donnée à la figure 4. Pour le calcul d'optimalisation, il faudra transformer les pertes de puissance en capital à l'aide du facteur de capitalisation.

- La puissance de pompage, compte tenu de la différence de pression à surmonter, est proportionnelle au débit, soit à n. Cette puissance aussi sera capitalisée.

- Les dépenses supplémentaires, entraînées par l'adaptation de l'ensemble à l'optimum, provenant du fait que la pression, à l'entrée du condenseur, à la charge nominale, deviennent, par suite de l'optimalisation, différentes de la pression que l'on obtient par le calcul habituel. Pour produire la puissance nominale, la turbine absorbera un débit de vapeur différent, ce qui nécessitera une modification appropriée de quelques parties de l'installation (par ex. la chaudière). Le gain ou la perte résultant doit en principe être pris en considération. Pratiquement, toutefois, leur influence est faible, si bien que dans la plupart des cas il n'est pas nécessaire d'en tenir compte.

3. Calcul des valeurs déterminant l'optimum

La somme $\widetilde{M}$ des dépenses analysées dans la section précédente est une fonction dont les membres ne dépendent que de a, de n ou de ϑ. Ces trois grandeurs sont liées par la relation déjà mentionnée dans la section 2.

On trouvera les conditions optimales en procédant, par la méthode bien connue de l'opérateur de Lagrange et en formant

$$\Phi = \widetilde{M} + \lambda\,\psi$$

où λ est un facteur constant et arbitraire.

En annulant des dérivées partielles

$$\frac{\partial \Phi}{\partial a} = 0; \qquad \frac{\partial \Phi}{\partial n} = 0; \qquad \frac{\partial \Phi}{\partial \vartheta} = 0$$

et avec $\psi = 0$, on obtient quatre équations permettant de calculer a_{opt}, n_{opt}, ϑ_{opt} et λ.

Nous avons fait ce calcul et constaté qu'il est possible de trouver les grandeurs cherchées par une méthode analytique-graphique simple, rapide et sans avoir recours à l'itération.

Pour savoir si le type de bâche d'échappement choisi est correct, on calculera l'optimum pour quelques-uns des types entrant en ligne de compte, et on trouvera, par comparaison du total des dépenses, celui qui convient le mieux.

Nous avons établi un programme spécial pour la calculatrice électronique. Celle-ci fournit non seulement les valeurs essentielles du condenseur, mais aussi les données requises pour l'exploitation à charge nominale et, en plus de cela, une liste détaillée des dépenses. Afin de connaître la précision de l'optimum, on étudiera les conséquences économiques d'un écart de cet optimum et la calculatrice imprimera sur la feuille six variantes dans le voisinage de l'optimum. Le programme permet aussi, comme cas particulier, de dimensionner le condenseur pour la charge nominale et pour une seule température donnée de l'eau de refroidissement.

4. Quelques résultats et leurs conséquences

Avec le programme, nous avons analysé de nombreuses installations réalisées ou projetées. Les caractéristiques d'une installation identique sont données à titre d'exemple:

a. Calculées d'après les méthodes traditionnelles, la pression dans le condenseur à la charge nominale étant prescrite par le cahier des charges.

b. Optimalisées pour la charge nominale et la moyenne annuelle de la température de l'eau de refroidissement.

c. Optimalisées en tenant compte de la fluctuation annuelle de la charge et de la température de l'eau de refroidissement. Les caractéristiques de service de cette colonne sont valables pour la charge nominale.

Les résultats sont présentés sur le tableau suivant.

La comparaison des colonnes de ce tableau montre que le condenseur optimalisé selon b est plus petit et requiert moins d'eau de refroidissement que le condenseur traditionnel. Les caractéristiques du condenseur optimalisé selon c sont plus accentuées et les économies encore plus grandes.

On voit immédiatement que la solution b ne peut être que meilleure que a, puisqu'elle est le résultat d'une optimalisation. Les avantages économiques de c sur b sont dus à la méthode de calcul généralisée. Le calcul selon b tient bien compte du facteur d'utilisation, mais pour une charge maximale constante. Par contre, le calcul selon c considère le facteur d'utilisation aux charges partielles. Puisque les relations ne sont pas linéaires, les pertes sont plus faibles. C'est pourquoi l'optimalisation conduit nécessairement à un condenseur plus petit pour une rentabilité plus grande de l'ensemble. Dans l'exemple donné, les données initiales des deux solutions b et c diffèrent sensiblement les unes des autres, et cependant la différence de rentabilité totale n'est pas très grande. Cela provient de ce que, dans l'exemple

Tableau comparatif des données concernant le projet, l'exploitation et la rentabilité du condenseur dans une installation conçue pour:

Puissance nominale (puissance max.)	500 MW	Taux d'amortissement	0,103/a
Température moyenne de l'eau de refroidissement	15 °C	Hauteur manométrique de la pompe	5 m
Facteur d'utilisation de la centrale	5880 h/a	Vitesse de l'eau dans	
Valeur de l'énergie	0,01 Fr/kWh	les tubes du condenseur	2 m/s

		a	b	c
Caractéristiques du condenseur				
Surface d'échange	m^2	26 230	20 390	19 150
Débit de l'eau de circulation	kg/s	21 940	17 790	16 880
Nombre de tubes	—	28 880	23 420	22 220
Longueur des tubes	m	12,04	11,55	11,43
Données d'exploitation pour la charge nominale				
Surface spécifique nécessaire	m^2s/kg	100,9	78,4	73,6
Débit spécifique de l'eau de circulation	kg/kg	84,4	68,4	64,9
Pression de la vapeur à l'entrée du condenseur	bar	0,0338	0,0393	0,0409
Données économiques par rapport au cas a				
Economie relative sur le prix du condenseur	%	—	22	27
Economie relative sur le prix de l'installation d'amenée d'eau	%	—	19	23
Perte de puissance moyenne annuelle	kW	—	1 412	1 859
Gain de puissance de la pompe de circulation	kW	—	249	304
Valeur capitalisée totale des économies	Fr	—	511 000	535 000

choisi, la variation de charge annuelle était assez régulière. D'autres calculs ont accusé des différences sensibles, voire même dans la rentabilité totale.

En comparant les données économiques, on constate qu'il vaut la peine de chercher à optimaliser, ce qui n'est possible que lorsque la pression au condenseur n'est pas prescrite. Il est cependant dans l'intérêt du client de livrer toute indication possible sur la température et la charge. Un diagramme de la charge ordonné selon des valeurs décroissantes seul ne suffit plus, car il faut connaître la température de l'eau correspondant à chaque charge. Les calculs ont bien montré qu'à variations de température égales, une répartition différente de la charge conduit à des caractéristiques différentes.

Les figures 5 à 8 montrent quelques relations, en particulier la dépendance de la surface spécifique nécessaire et du débit spécifique de l'eau de refroidissement par rapport:

- à la valeur de l'énergie
- au facteur d'utilisation de la centrale
- aux frais de l'installation d'amenée de l'eau
- à la vitesse de l'eau de refroidissement dans les tubes du condenseur.

Les figures montrent qu'une valeur de l'énergie ou un facteur d'utilisation plus élevé nécessitent à l'optimum des surfaces d'échange et des débits de l'eau de refroidissement plus grands. Le prix de l'installation d'apport de l'eau a une influence

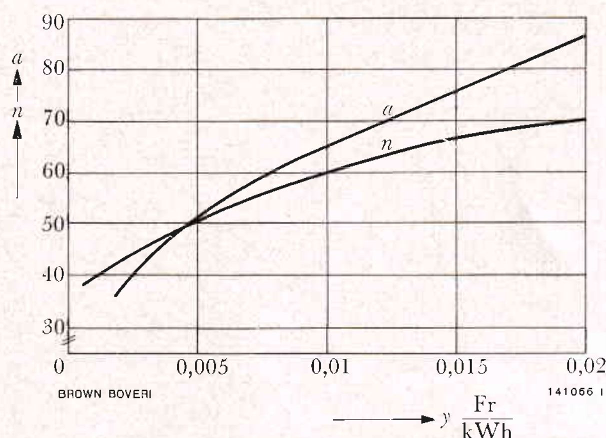


Fig. 5. – Surface spécifique nécessaire en m²s/kg et débit spécifique en kg/kg de l'eau de refroidissement en fonction du prix de l'énergie en Fr/kWh

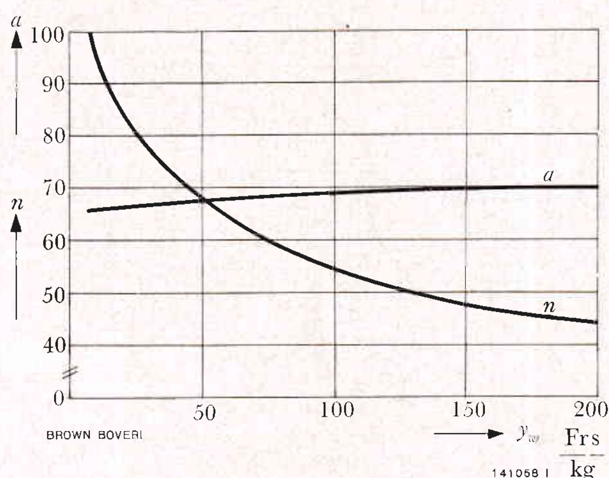


Fig. 7. – Surface spécifique nécessaire en m²s/kg et débit spécifique en kg/kg du condenseur optimalisé en fonction du coût spécifique (y_w) en Fr s/kg de l'installation d'apport, relatif au débit d'eau de refroidissement

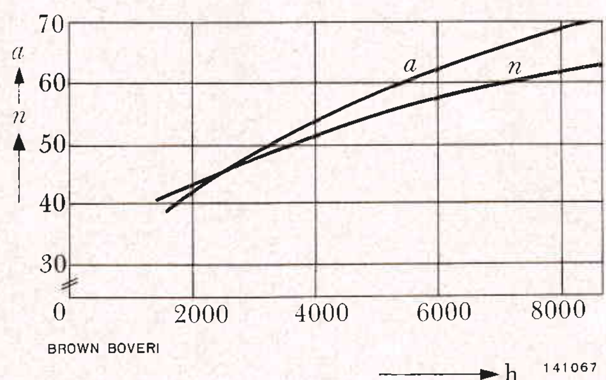


Fig. 6. – Surface spécifique nécessaire en m²s/kg et débit spécifique en kg/kg du condenseur optimalisé en fonction du facteur d'utilisation (h) de l'installation en h/a

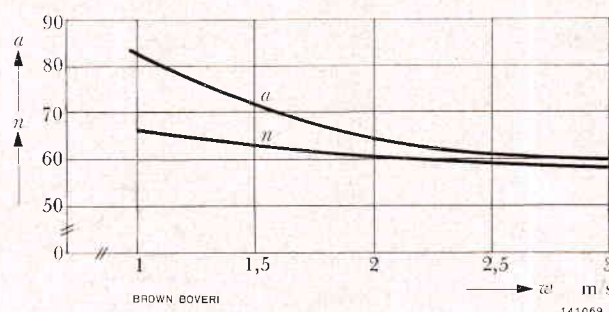


Fig. 8. – Surface spécifique nécessaire en m²s/kg et débit spécifique en kg/kg du condenseur optimalisé en fonction de la vitesse de l'eau (w) en m/s dans les tubes

prépondérante sur le débit spécifique de l'eau de refroidissement, mais pratiquement aucune sur la surface spécifique. Des vitesses très élevées de l'eau dans les tubes du condenseur conduisent à des valeurs plus faibles de a et de n; cet effet, très sensible au-dessous de 2 m/s, est pratiquement nul au-dessus de cette valeur.

En conclusion, on voit qu'en tenant compte des variations annuelles de la température et de la charge – donc en particulier de la marche à charge partielle – on obtient des condenseurs et des débits d'eau de refroidissement plus petits que si l'on calculait avec une charge constante. Malgré ses dimensions plus faibles, l'installation offre pour l'ensemble de meilleurs résultats au point de vue économique.

Puisque le calcul requiert la connaissance de la répartition de la charge et de la température pour les années à venir, hypothèses incertaines, on peut se demander si une optimalisation est suffisamment exacte et si elle est judicieuse. Or, la calculatrice électronique permet d'analyser très rapidement de nombreuses variantes avec diverses hypothèses au départ, voire même des valeurs extrêmes. On peut donc s'orienter facilement sur les risques que comporte le choix du condenseur. Quoiqu'il en soit, on peut choisir parmi les variantes la solution répondant le mieux aux besoins.

Pour terminer, mentionnons que nous avons étudié aussi l'effet d'un réglage éventuel de l'eau pour des variations de la charge, de la température, des différences de niveau et nous sommes arrivés à la conclusion qu'un tel réglage n'offrirait un avantage économique que dans des cas extrêmes.

(tr.) Georg Oplatka

Une nouvelle conception de condenseur

621.175

Quelques problèmes posés par la construction des condenseurs sont exposés. Des résultats de recherches conduisent à une conception techniquement et économiquement favorable, dont les principes fondamentaux ont fait leurs preuves depuis plusieurs années.

1. Le problème

Pour la construction des échangeurs de chaleur en général, et plus particulièrement pour la mise au point des condenseurs, les solutions optimales sont fournies par la formulation exacte des conditions physiques, de l'exploitation, de l'économie et de la fabrication. Ainsi, on arrive à des solutions avantageuses. Deux problèmes sont à distinguer: la conception optimale du type de condenseur et l'application optimale de ce type à des appareils de grandeurs différentes. Le premier problème fait l'objet de cet article, le deuxième sera traité à la page 681 de ce numéro.

Les phénomènes physiques et mécaniques essentiels sont les suivants: de la vapeur à pression et température basses et, de ce fait, à volume spécifique considérable doit être condensée, le condensat devant être évacué sans entraver le courant de vapeur. Sur son chemin à travers les faisceaux tubulaires du condenseur, la vapeur subit une perte de pression qui abaisse la température de saturation et, par là, réduit la différence de température entre la vapeur et l'eau de refroidissement, différence qui est déterminante pour l'échange de chaleur, le coefficient d'échange semble amoindri; pour compenser cette diminution, il faut donc augmenter la surface d'échange. Du point de vue de l'écoulement, il faut diminuer le plus possible la perte de charge, c'est-à-dire espacer les tubes.

Trois facteurs s'opposent à une disposition lâche des tubes dans le faisceau. Premièrement, le condenseur devient très volumineux, si bien que son prix augmente, malgré l'économie de surface, et par suite les frais de bâtiment aussi: la hauteur de la cave de la salle des machines de même que l'espacement des piliers de fondations augmentent. Deuxièmement, les gaz non condensables, l'air en particulier, peuvent s'accumuler dans certaines parties du faisceau et rendre ainsi inactive une partie de la surface d'échange. Troisièmement, la pluie d'eau condensée a une influence plus néfaste dans un faisceau de tubes peu serrés, la vitesse de la vapeur étant faible, celle-ci sera fortement déviée au contact de l'eau condensée ruisselant dans le faisceau. Le seul avantage est que la pluie d'eau condensée a un effet semblable à celui d'un condenseur à mélanger, ce qui augmente la surface active du condenseur et maintient l'eau condensée à la limite de saturation. D'autre part, on peut s'attendre à ce que le film d'eau condensée soit plus mince, car par suite de l'espacement, les tubes des faisceaux sont moins arrosés par leurs voisins.

L'échange de chaleur pour un mélange vapeur–gaz diminue sensiblement à partir d'une certaine valeur de la pression partielle du gaz, si en même temps l'écoulement est relativement libre et à petite vitesse dans les faisceaux du condenseur. La transmission de chaleur peut être améliorée si l'on accélère suffisamment la vitesse du mélange; à cet effet, le condenseur est muni d'un réfrigérant d'air spécial.

L'eau condensée ne doit pas être sous-refroidie pour éviter des pertes thermodynamiques et on tâche de la dégazer le plus possible pour ne pas avoir des corrosions dans les parties postérieures de l'installation. On peut satisfaire à ces exigences en veillant à ce que la vapeur et l'eau condensée suivent des chemins adéquats.

Le condenseur sera conçu pour résister aux contraintes mécaniques. La forme idéale, qui correspondrait à une dépense en matériau minimale, serait une enveloppe sphérique. Cette forme exigerait une hauteur excessive de cave et par conséquent des frais élevés, on choisit donc le plus souvent une forme parallélipipédique. L'épaisseur de la tôle et la disposition des nervures devront être optimales. La liaison avec la turbine et l'étayage du condenseur sur les fondations doivent être tels que les forces agissant sur le corps de la turbine restent faibles dans toutes les conditions de service. Il est avantageux de placer le condenseur sur des éléments élastiques et de le fixer rigidement à la turbine. Pour les grandes

turbines, la force due au vide, tirant le condenseur vers la turbine, est sensiblement plus grande que le poids du condenseur complet en état de marche. Une liaison rigide avec la turbine est donc indiquée. A cet égard aussi il est facile d'adapter les condenseurs aux diverses configurations de turbines à vapeur. Dans chaque cas particulier il faut aussi tenir compte de la dilatation thermique relative des tubes et de l'enveloppe du condenseur, dilatation qui dépend des conditions d'exploitation de la centrale. De grandes vitesses de la vapeur peuvent provoquer le flottement des tubes et par conséquent des fissures par fatigue du matériau. Un appui convenable des tubes, adapté à chaque cas particulier, empêchera cette vibration. On peut aussi prévenir l'effet érosif de l'eau entraînée par la vapeur humide par une bonne répartition de celle-ci et par un choix judicieux du matériau.

En ce qui concerne l'action corrosive, celle de l'eau de refroidissement, en premier lieu, le constructeur doit tenir compte de conditions supplémentaires tant pour le dessin des boîtes à eau, des entrées des tubes et de leur disposition que pour le choix du matériau des tubes, de la vitesse de l'eau et des hauteurs de siphonnage pour le condenseur.

Le but de la mise au point d'un type de condenseur est de trouver une solution économique assurant la plus grande sécurité de marche possible pour différentes caractéristiques de la vapeur et de l'eau de refroidissement. Les condenseurs doivent assurer un service facile, être peu sujets au vieillissement et pouvoir être fabriqués dans tous les pays du monde.

Si l'on considère la diversité et la complexité des phénomènes dont le condenseur est le siège, on constate que cet appareil très simple remplit une tâche fort importante et délicate.

La multiplicité des problèmes a exigé de nombreux travaux théoriques et essais. Des mesures spéciales effectuées dans les centrales, des essais sur modèles et des calculs d'optimalisation au moyen d'une calculatrice électronique ont permi de se faire une idée claire des phénomènes se produisant dans le condenseur et de leur interdépendance.

Une synthèse de ces recherches a conduit à une forme de faisceau assurant une bonne rentabilité, et un écoulement favorable. Cette forme est décrite dans le chapitre 5 de cet article.

L'étude d'une nouvelle construction est allée de pair avec le développement thermodynamique des condenseurs. Les solutions envisagées furent appliquées sans tarder aux condenseurs présentant l'ancien arrangement des tubes, pour disposer d'expériences suffisantes au moment de l'application générale de la nouvelle conception.

2. Essais sur modèles

Les essais sur modèles doivent reproduire fidèlement le processus de la condensation de la vapeur d'eau aussi bien que les conditions de l'écoulement. On a simulé la condensation en évacuant dans le modèle une partie de l'eau représentant la vapeur, par des tubes perforés. Les dimensions des tubes capillaires reliés à ces tubes perforés représentaient la grandeur analogique du coefficient de transmission de la chaleur. La perte de charge de l'écoulement transversal du faisceau correspondait à celle de la vapeur au passage dans le faisceau de tubes du condenseur. Les essais étaient bidimensionnels, la répartition de la pression étant indiquée par de simples tubes de verre verticaux. L'analogie ne tenait compte ni de la teneur en air ni de l'influence de la pluie d'eau condensée.

De l'étude expérimentale on a tiré d'importantes conclusions. On a établi les règles à appliquer pour assurer une alimentation régulière de la périphérie du faisceau. Réserver des passages libres dans le faisceau pour la vapeur ne présente aucune nécessité dans les grands condenseurs; dans la plupart des cas, ces passages sont même nuisibles, car ils n'aident pas à répartir la vapeur, mais ils provoquent plutôt des courts-circuits dans l'écoulement et de ce fait des inégalités. Il est très important que le nombre des rangées de tubes soit autant que possible le même dans tout le faisceau, afin de réaliser une alimentation de vapeur bien réglée. Des inhomogénéités dans le faisceau de tubes – dues par exemple à des boulons d'ancrage – distordent l'écoulement.

3. Calcul de la répartition économique des tubes

Nous avons tout d'abord traité analytiquement le problème d'un faisceau de tubes traversé transversalement par un courant de vapeur saturée. La complexité du problème nous a obligés toutefois à nous limiter à quelques cas très simples. Les calculs numériques effectués ensuite par la calculatrice électronique ont été plus étendus. On a pu traiter à fond de nombreux cas sans pouvoir toutefois procéder à une analyse générale.

Les calculs numériques ont été effectués à l'aide des équations suivantes:

Condensation: $\Delta h \cdot \Delta M_i = k \cdot A_i \cdot (T_i - T_w)$

Perte charge: $\Delta p_i = f \cdot \frac{\varrho_i}{2} \cdot w_i^2$

Continuité: $M_i - \Delta M_i = M_{i+1}$

Chute de température, provoquée par les pertes de charge: $T_i - T_{i+1} = f(p_i) - f(p_{i+1})$

Les symboles signifient:

Δh différence d'enthalpie résultant de la condensation de la vapeur
M débit de vapeur
k coefficient de transmission de chaleur
A surface de transmission de chaleur
T température
p pression
ϱ densité
f coefficient de résistance
w vitesse

L'indice i indique la i-ème rangée de tubes, l'indice w se rapporte à l'eau (voir la figure 1).

Ces équations, utilisées successivement pour chaque rangée de tubes, permettent de déterminer le débit de vapeur qu'un faisceau de tubes est capable de condenser. Ce système d'équations a permis l'étude de faisceaux de diverses géométries, sous conditions thermiques différentes. Les variables de la géométrie sont les dimensions et la répartition des tubes, le nombre et le pas des rangées de tubes, la largeur du faisceau le long du parcours de la vapeur; les variables thermodynamiques sont la température, l'écart de température et le coefficient de transmission de chaleur.

Afin de trouver les solutions économiquement optimales, nous avons, en dehors des simples faisceaux, étudié diverses configurations dans lesquelles les tubes étaient subdivisés en faisceaux partiels. L'évaluation des surfaces de transmission de chaleur a fourni un indice économique – il consiste essentiellement en prix du condenseur rapporté à l'unité du débit de la vapeur à condenser – qui permet la comparaison de diverses conceptions et, de cette façon, le choix de la solution la plus économique.

Notre résultat principal est de savoir que la rentabilité du condenseur dépend essentiellement du nombre de rangées de tubes. Il existe un nombre de rangées, économiquement optimal, il dépend, bien entendu, de la température de l'eau de réfrigération; son influence n'est toutefois pas telle – conditions extrêmes mises à part – qu'il soit nécessaire d'en tenir compte dans la construction.

On trouve dans la littérature des constructions dans lesquelles quelques rangées de tubes très serrées sont suivies d'espaces libres correspondant à deux ou trois rangées, afin de permettre une bonne répartition de la vapeur. Les calculs ont montré toutefois que de telles constructions, trop volumineuses, sont

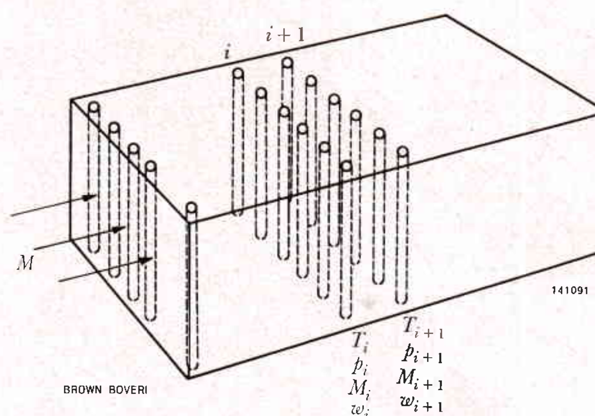


Fig. 1. – Représentation schématique d'un faisceau parallélipipédique traversé par un débit de vapeur M

La figure indique les grandeurs d'état T, p, les débits de vapeur M et les vitesses w dans les i et $(i+1)^{-me}$ rangées.

moins économiques que celles que nous avons établies en nous basant sur nos recherches.

4. Problèmes posés par la présence d'air

Des gaz non condensables – appelés communément «air» – pénètrent avec la vapeur dans le condenseur. Comme nous l'avons mentionné au début de cet article, cette présence d'air gêne la transmission de chaleur. Pour construire de bons condenseurs il est donc nécessaire de bien connaître les phénomènes liés à la présence d'air afin de limiter les perturbations au maximum.

Le mouvement de la vapeur et de l'air dans le condenseur est représenté par les équations suivantes:

$$p = p_D + p_L \qquad t_L = t_D = t$$

$$p_D = p(t) \qquad \frac{M_D}{M_L} \sim \frac{p_D}{p_L}$$

p est la pression ou, s'il y a un indice, la pression partielle, t la température, M le débit-masse. L'indice D désigne la vapeur, L l'air.

Une faible pression d'air partielle peut être négligée. Si toutefois cette pression augmente, deux phénomènes se produisent, qui tous deux freinent l'échange de chaleur dans le condenseur. Premièrement la pression, donc la température de la vapeur diminue à pression totale constante, ce qui a un effet néfaste sur la différence de température; deuxièmement des accumulations d'air se produisent: soit des couches limites à écoulement laminaire, dont l'épaisseur dépend de l'écoulement et de la géométrie, soit des coussins d'air entre les tubes,

qui subsistent pendant un certain temps pour être ensuite balayés par un tourbillon. La présence de l'air provoque une résistance supplémentaire à la transmission de la chaleur, car les particules de vapeur doivent traverser, par diffusion, la couche d'air à courant laminaire. Si par accumulation une pression partielle sensible de l'air se manifeste en un endroit quelconque du condenseur, on ne peut plus lutter contre ces deux phénomènes: on est obligé d'accepter pour la partie en question une transmission de chaleur plus mauvaise. La tâche du constructeur est d'empêcher qu'une pression partielle de l'air se produise dans le condenseur, ou tout au moins de la maintenir dans des limites tolérables.

Il convient d'être prudent lorsqu'on donne des valeurs quantitatives de la diminution du coefficient d'échange de chaleur influencé par la présence d'air dans la vapeur. Les données numériques sur la diminution de la transmission de chaleur, due à une certaine teneur d'air de la vapeur traversant le condenseur – qu'on trouve souvent dans la littérature – peuvent être fausses ou provenir de raisonnements faux.

La proportion d'air dans la vapeur n'est pas seule responsable de la transmission de chaleur dans un condenseur, le jeu des différents facteurs y est assez compliqué, en particulier l'effet de l'éjecteur d'air doit être considéré. Nous avons étudié ces interdépendances et utilisé les connaissances acquises pour la construction de nos installations de condensation.

5. Forme du faisceau de tubes

Notre nouveau condenseur est fondé sur les études théoriques et expérimentales brièvement décrites dans les chapitres précédents. Ses caractéristiques principales apparaissent sur la figure 2. Toutes les connaissances acquises au cours de nos recherches ont été utilisées à la mise au point de l'appareil afin d'atteindre les objectifs décrits dans le chapitre 1 et que nous répétons brièvement:

- une bonne utilisation de la chute de température, une faible chute de pression dans le faisceau de tubes;
- pas d'amas d'air dans le faisceau;
- pas de sous-refroidissement de l'eau condensée;
- un bon dégazage de l'eau condensée;
- une construction bon marché, un encombrement limité.

La figure 2 montre que, dans la nouvelle construction, les tubes sont rassemblés en faisceaux partiels suffisamment espacés pour que dans chaque faisceau les tubes périphériques soient bien balayés par la vapeur sans perte de charge appréciable. Néanmoins, la surface des plaques tubulaires n'est pas plus grande avec les faisceaux partiels que dans l'ancienne construction. Les faisceaux partiels eux-mêmes sont conçus de façon à assurer un écoulement homogène et sain et à empêcher la formation de zones mortes à l'intérieur du faisceau.

Un espace vide, ménagé dans chaque faisceau, permet de collecter la vapeur enrichie d'air. C'est dans cet espace – se reproduisant pour chaque faisceau partiel – que se trouve un échangeur de chaleur séparé, appelé usuellement réfrigérant d'air. Le mélange vapeur-air traverse le réfrigérant, où se condense la plus grande partie de la vapeur. Le reste du mélange est ensuite aspiré par un éjecteur.

Une partie de la vapeur, en passant entre les faisceaux partiels, atteint directement le fond du condenseur, produit une pression d'arrêt qui change le sens de son écoulement et lui permet d'alimenter la partie inférieure des faisceaux. L'eau condensée qui s'écoule d'un tube à l'autre utilise l'augmentation de température due à la pression d'arrêt en se réchauffant, si elle a été refroidie au-dessous de la température de saturation. On s'assure ainsi deux avantages: les pertes thermodynamiques dues au sous-refroidissement de l'eau condensée sont minimes et la teneur en oxygène de cette eau est réduite à un minimum.

6. Construction du condenseur

Il ne sera question ici que de deux des nombreux problèmes qui se posent:

- choix des matériaux et forme des boîtes à eau;
- dilatation thermique relative entre tubes et enveloppe.

La fonte grise était le matériau classique pour les boîtes à eau du condenseur, en particulier lorsque l'eau de mer était l'agent refroidisseur. Ce matériau impose toutefois une limite aux dimensions des chambres au point que, pour une puissance dépassant environ 100 MW, il a été déjà nécessaire de diviser les boîtes en plusieurs parties. Cette solution n'est pas économique. De plus, on a souvent constaté que la fonte grise ne possède pas une résistance à la corrosion suffisante. Un enduit protecteur n'est pas applicable aux surfaces brutes et on ne peut pas réparer une boîte détruite partiellement. Un autre désavantage résulte du fait que les boîtes sont fixées au moyen de brides aux plaques tubulaires et à l'enveloppe en tôle d'acier. Le fait mis à part que l'usinage des énormes brides des gros condenseurs est très coûteux et que souvent celles-ci ne peuvent même pas

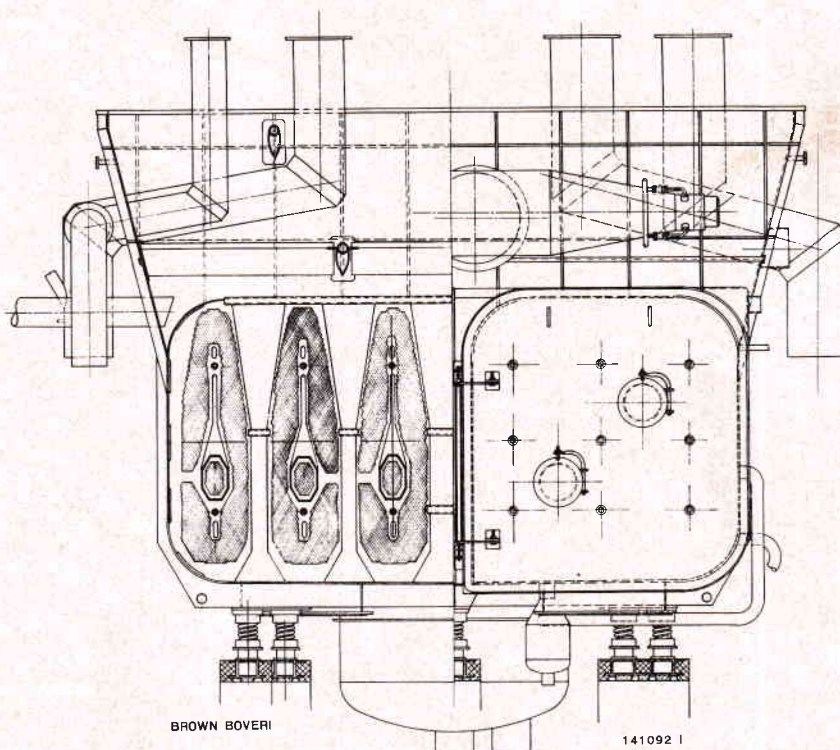


Fig. 2. – Coupe à travers d'un condenseur de conception moderne

La disposition nouvelle des tubes est bien visible. Le condenseur représenté a été construit pour la centrale Asnæs des Isefjordværket Hellerup/Danemark.

être fabriquées dans certains pays, les grosses brides présentent en principe le risque de laisser pénétrer de l'air à l'intérieur du condenseur. On ne peut colmater une bride non étanche que difficilement et par des moyens de fortune. C'est pourquoi on a adopté il y a une dizaine d'années les boîtes à eau soudées en tôle d'acier. Pour l'eau de mer on applique sur la face intérieure des boîtes une couche de caoutchouc ou de résine époxyde armée de fibres de verre. La plaque tubulaire est exécutée en tôle d'acier plaquée d'une couche d'acier inoxydable du côté eau; elle est soudée dans la boîte à eau. La couche protectrice de la boîte à eau recouvre une partie du fond plaqué. La figure 3 montre un exemple de cette construction simple et élégante. D'excellentes expériences ont été faites depuis dix ans déjà. On peut pratiquement fabriquer partout de telles boîtes à eau et elles sont facilement réparables en cas d'avarie. Grâce à la ductilité de l'acier elles supportent les coups de bélier beaucoup mieux que les boîtes en fonte.

Il ne semble pas que l'on ait partout une idée claire des dilatations thermiques, certaines solutions particulières étant appliquées d'une manière stéréotypée. Si la température des éléments d'une installation de condensation est partout égale lors de l'opération de fixation des tubes, le condenseur reste exempt de contraintes thermiques à cette température. Ne considérons tout d'abord que des états permanents de l'installation et en premier lieu la marche à pleine charge. L'enveloppe du condenseur prend pratiquement la température de saturation correspondant au vide. Si elle pouvait se dilater librement, elle le ferait en fonction de la différence de température entre les conditions de service et celles du montage et en fonction du coefficient de dilatation de l'acier. La température des tubes varie d'un tube à l'autre et elle est pour tous inférieure à celle de l'enveloppe. Les tubes placés à la périphérie du faisceau, où le taux de condensation est maximum, sont les plus chauds, en particulier s'ils constituent un deuxième trajet d'eau. Par contre, à l'intérieur du faisceau et dans le réfrigérant d'air, ils ont pratiquement la température d'entrée de l'eau de réfrigération. L'écart de température entre les tubes ne diffère guère de celui qui règne entre l'enveloppe et le tube le plus chaud. De ce fait et par suite d'un coefficient de dilatation supérieur des métaux non ferreux, les différents tubes se dilatent différemment – s'il n'y a pas de contrainte extérieure – et l'allongement de l'ensemble des tubes est autre que celui de l'enveloppe. Comme tous les tubes sont dudgeonnés sur une plaque commune et par conséquent solidaires de l'enveloppe, des contraintes thermiques sont inévitables. On ne connaît que quatre méthodes pour réduire les contraintes thermiques:

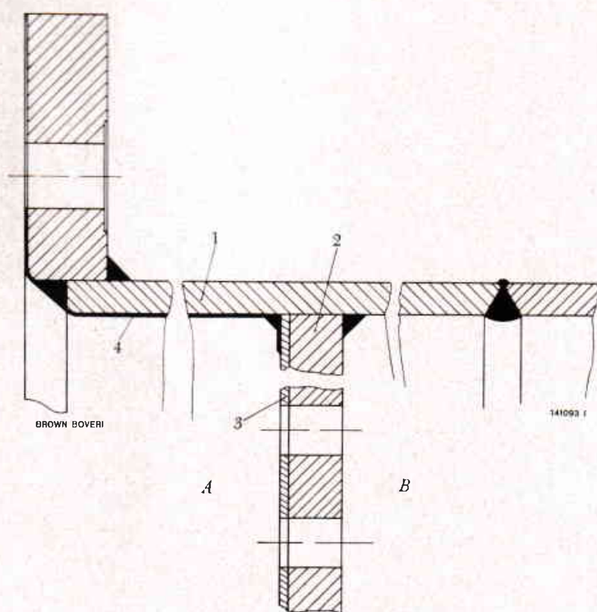


Fig. 3. – Boîte à eau en construction soudée avec plaque tubulaire soudée et couche protectrice sur le côté eau

La plaque tubulaire est plaquée d'acier inoxydable du côté eau.

1 = paroi de la boite
2 = plaque tubulaire
3 = couche d'acier inoxydable
4 = revêtement protecteur

A = côté eau
B = côté vapeur

Premièrement on peut employer des joints étanches placés à une seule ou aux deux extrémités du tube. Théoriquement cette solution permet à chaque tube de se dilater individuellement, ce qui représenterait bien la méthode idéale. L'expérience montre toutefois que les tubes ne glissent que s'il y a une irruption assez forte d'eau de refroidissement. Afin d'obtenir une étanchéité acceptable, il faut les serrer si fortement qu'ils se comportent comme s'ils étaient mandrinés. On n'utilise plus guère cette méthode; c'est pourquoi elle a été abandonnée par presque tous les constructeurs. Comme deuxième solution, la Société Brown Boveri courbait, il y a près de 40 ans déjà, les tubes en forme de S dans un plan horizontal en même temps qu'il les dudgeonnait aux deux extrémités. Ceci diminuait très sensiblement les contraintes à l'endroit du dudgeonnage; toutefois, la réduction des sollicitations dans les tubes n'était que faible. Troisièmement on peut intercaler un membre élastique entre l'enveloppe et les plaques tubulaires. Cette méthode réduit les sollicitations thermiques moyennes lorsque la température de service est très différente de celle qui régnait pendant le montage. Elle est toutefois défavorable dans les cas normaux où, par exemple à pleine charge, les tubes chauds beaucoup plus nombreux que les tubes froids écartent les plaques, qui tirent fortement sur les tubes froids. A faible charge partielle, le contraire se produit. Les nombreux tubes froids refoulent les tubes chauds beaucoup moins nombreux. Les membres élastiques ne doivent donc être employés que dans des cas spéciaux et pour un but bien défini. Quatrièmement, on peut accorder l'élasticité de l'enveloppe à celle de l'ensemble des tubes de façon à diminuer les sollicitations mécaniques et à maintenir dans des limites admissibles les forces agissant sur les raccords. Les tubes rectilignes dans une enveloppe «rigide» sont, dans la plupart des cas, la meilleure solution. Des condenseurs Brown Boveri de ce genre et de toutes grandeurs sont depuis plusieurs années en service. En particulier, le condenseur de notre plate-forme d'essai est de ce type; il a donné entière satisfaction, quoique soumis à des conditions extrêmement sévères. Pour des conditions de service ne correspondant pas au régime permanent, il faut étudier séparément chaque cas et choisir ensuite la méthode la plus favorable.

(tr.)

GUSTAV BAUMANN et
GEORG OPLATKA

Sur le dimensionnement économique des échangeurs de chaleur

66.045.1.003

Des principes généraux pour le dimensionnement économique optimal des échangeurs de chaleur sont présentés. Les différences de température optimales pour quelques processus simples d'échange de chaleur sont ensuite calculées. La construction des échangeurs pour centrales thermiques est notre champ d'applications le plus important. Nous prêtons toute notre attention à la détermination économique des condenseurs et des appareils utilisés pour le réchauffage régénérateur de l'eau d'alimentation.

1. La conception d'un échangeur économique

On peut définir la rentabilité d'un échangeur de chaleur en écrivant:

rentabilité = effet utile − dépenses

L'effet utile se manifeste soit par le refroidissement ou le réchauffage, soit par le changement de phase d'un corps. Comme les températures à l'entrée sont le plus souvent données, l'effet utile est fonction des températures de sortie, c'est-à-dire, en termes plus généraux, des grandeurs d'état de sortie. Dans bien des cas, l'effet utile est constant, en particulier quant les températures sont prescrites.

Les dépenses sont:

- Les pertes d'exergie des deux fluides inhérentes aux lois thermodynamiques; elles sont fonction des débits-masses et des grandeurs d'état à l'entrée et à la sortie.
- Le coût de l'échangeur, le plus souvent proportionnel à la surface de transmission de la chaleur.
- L'énergie mécanique utilisée pour la mise en mouvement des deux fluides à travers l'échangeur; elle dépend des débits-masses, des propriétés des fluides, de la géométrie de l'échangeur et des coefficients de pertes de charge.
- Le coût éventuel des fluides participant à l'échange de chaleur (par exemple les taxes pour l'eau de réfrigération).

On cherche à rendre maximale la somme des fonctions de rentabilité. Il suffit de calculer le minimum de dépenses à profit utile constant. Dans ce but, on exprime toutes les fonctions à l'aide des grandeurs recherchées prises comme variables indépendantes. Lors des calculs, il faut tenir compte des relations fondamentales, à savoir: le bilan thermique et la loi de la transmission de chaleur.

Etant donné la grande diversité des systèmes d'échange, des connexions, des rapports géométriques et des corps, il n'est guère possible de trouver une solution générale du problème. Bien des cas peuvent toutefois être traités analytiquement, si l'on néglige certaines influences. On peut aussi avoir recours aux calculatrices électroniques.

2. Calcul des différences de températures optimales pour quelques cas spéciaux

2.1 Echangeur à deux températures constantes pour les deux fluides (p.ex. transformateur de vapeur)

Le débit-masse M_b doit être évaporé à la température prescrite T_b (V dans la figure 1). La source de chaleur est un corps en train de se condenser, que nous désignons par l'indice a, dont la température peut être choisie arbitrairement (K dans la figure 1). Elle doit répondre à la condition d'optimalisation.

On ne considère dans ce cas que les pertes d'exergie et le prix de l'échangeur. Les pertes d'exergie sont pour le corps a

$$\Delta E_a = [(h'' - h')_a - T_0 (s'' - s')_a] M_a$$

et pour le fluide b (en réalité, il y a gain, donc les pertes sont négatives)

$$\Delta E_b = -[(h'' - h')_b - T_0 (s'' - s')_b] M_b$$

h désigne l'enthalpie, s l'entropie, $''$ signifie vapeur et $'$ phase liquide, T_0 la température ambiante et M le débit-masse. En tenant compte du bilan thermique et de l'expression connue de l'entropie, on obtient la somme des pertes d'exergie

$$\Delta E = \Delta E_a + \Delta E_b = T_0 Q \left(\frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_a}\right)$$

où Q représente la chaleur échangée dans l'unité de temps (quantité donnée).

A la perte d'exergie correspond une perte de puissance $\Delta N = \eta \Delta E$ où η tient compte des pertes se produisant jusqu'aux bornes du générateur électrique. Si l'on désigne par $\tilde{a}$ le facteur d'équivalence puissance–capital exprimé en Fr/kW, la valeur capitalisée des pertes s'exprimera par $\tilde{a} \cdot \Delta N$.

En tenant compte du coefficient de transmission de chaleur k, on obtient pour la surface d'échange

$$A = \frac{Q}{k(T_a - T_b)}$$

Si y représente le prix unitaire de la surface, celle-ci coûte yA.

On peut maintenant faire la somme des dépenses

$$\tilde{M} = \tilde{a} \Delta N + yA =$$
$$= \tilde{a} \eta T_0 Q \left(\frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_a}\right) + y \frac{Q}{k(T_a - T_b)}$$

où T_a est la seule variable. Si l'on fait $\frac{d\tilde{M}}{dT_a} = 0$, on obtient, pour le minimum, la condition

$$\left(\frac{T_a - T_b}{T_a}\right)^2 = \frac{y}{\tilde{a} \eta T_0 k}$$

Si l'on introduit $\vartheta = T_a - T_b$ et la grandeur auxiliaire

$$S = \frac{y}{\tilde{a} \eta T_0 k} \quad \text{on obtient} \quad \frac{\vartheta^2}{T_a^2} = S$$

$$\text{ou explicitement } \vartheta = \frac{\sqrt{S}}{1 - \sqrt{S}} T_b$$

[1] C. Seippel et G. Oplatka: Les critères économiques à considérer dans l'étude des centrales thermiques. *Rev. Brown Boveri*, t. 47 (1960), n° 1/2, p. 3 à 6.

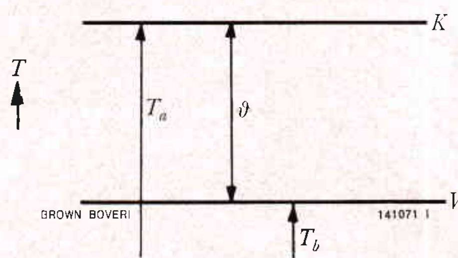


Fig. 1. – Schéma de l'échangeur de chaleur à températures constantes

K = condensation du fluide a à la température T_a
V = évaporation du fluide b à la température T_b
ϑ = différence de température dans l'échangeur de chaleur

Cette expression très simple de ϑ ne dépend que d'une constante – basée sur des données économiques et techniques – et de la température T_b. Il semble tout d'abord surprenant, qu'aux températures élevées, l'optimum exige un ϑ plus grand. On en trouve toutefois l'explication dans le fait que conformément au principe de Carnot, pour la même valeur de ϑ, la perte d'exergie est plus petite aux températures élevées, les surfaces restant inchangées. Une valeur plus grande de ϑ ramène donc les deux composantes des dépenses à une juste proportion.

2.2 Appareil à courant unique (p.ex. condenseur refroidi à l'eau)

Le débit-masse M_b et les températures d'entrée T_{bE} et de sortie T_{bA} sont donnés. T_a doit correspondre à l'optimum économique. L'échangeur est représenté schématiquement par la figure 2.

On calcule la surface transmettant la chaleur à l'aide de l'équation connue

$$A = \frac{(cM)_b}{k} \cdot \ln \frac{T_a - T_{bE}}{T_a - T_{bA}}$$

Les pertes d'exergie sont constantes pour le corps désigné par l'indice b; il n'est donc pas nécessaire de les calculer. La perte d'exergie pour le fluide a sera

$$\Delta E = \left(1 - \frac{T_0}{T_a}\right) Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_a}\right) (cM)_b (T_{bA} - T_{bE})$$

Les dépenses totales sont, en utilisant les mêmes symboles que dans le paragraphe précédent:

$$\tilde{M} = y \frac{(cM)_b}{k} \cdot \ln \frac{T_a - T_{bE}}{T_a - T_{bA}} +$$
$$+ \tilde{a} \eta \left(1 - \frac{T_0}{T_a}\right) (cM)_b (T_{bA} - T_{bE})$$

En annulant la dérivée on obtient l'équation d'optimalisation

$$\frac{\vartheta \Gamma}{T_a^2} = S$$

où S a la même signification que dans le paragraphe précédent. On peut aussi exprimer explicitement la différence de température ϑ. Γ est la différence de température finale de l'échangeur de chaleur.

2.3 *Appareil à contre-courant*

(p. ex. désurchauffeur d'un réchauffeur)

La détermination des conditions optimales suit de très près le chemin indiqué dans le paragraphe précédent. Nous considérons comme donnés les deux débits-masses et les températures T_{aE} et T_{aA} (voir la figure 3). Nous cherchons ϑ et Γ.

Sans entrer dans le détail nous donnons le résultat final

$$\vartheta \Gamma \left(\frac{1}{T_{aA}^2} - \frac{1}{T_{aE}^2} \right) = S$$

S est la même constante (déterminée avec des quantités données) que dans les paragraphes précédents.

Dans le cas qui nous occupe ici, on ne peut plus exprimer explicitement ϑ ou Γ; il faut déterminer ces grandeurs par approximations successives.

La symétrie des résultats est frappante. Dans les trois cas, les membres de gauche des équations ont une structure semblable et ceux de droite sont constitués par la même constante.

3. Applications aux centrales thermiques

Les principes exposés au chapitre 1 sont appliqués, aussi bien au dimensionnement optimal des échangeurs de chaleur des centrales thermiques qu'aux exemples du chapitre 2.

Une des applications est décrite en détail dans l'article «Détermination de l'installation de condensation la plus économique» (voir p. 668).

La méthode décrite a été appliquée avec un soin particulier aux appareils des installations de réchauffage régénérateur de l'eau d'alimentation ainsi qu'à d'autres échangeurs de chaleur, tels que les réfrigérants d'huile et les évaporateurs.

Dans le cas du réchauffage, on se trouve en face d'un problème très particulier. Il ne s'agit pas seulement de concevoir divers appareils en eux-mêmes optimalisés, mais aussi de discerner où se trouve la limite du réchauffage de l'eau d'alimentation entre deux étages. Il est clair que l'on peut diminuer la différence finale Γ au détriment de la surface d'échange, ce qui permet d'économiser la vapeur soutirée pour l'étage supérieur et d'augmenter ainsi le rendement de l'installation. Inversement, on peut en augmentant Γ diminuer la surface au détriment du rendement. Le problème réside dans le choix économiquement judicieux de Γ et de la température de l'eau d'alimentation à la sortie de l'étage considéré.

Nous avons mis au point une méthode de calcul de la limite de réchauffage entre deux étages successifs, que nous utilisons pour la détermination de nos installations de réchauffage. Si la différence finale Γ est prescrite par le cahier des charges – ce qui arrive fréquemment – il n'est plus possible d'optimaliser l'installation. Nous avons constaté souvent qu'on

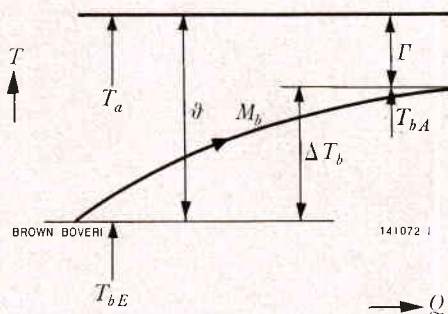


Fig. 2. – Schéma de l'échangeur de chaleur à courant unique

T_a = température constante du fluide a
T_{bE} = température d'entrée du fluide b
T_{bA} = température de sortie du fluide b
ϑ, Γ = différences de température aux deux extrémités

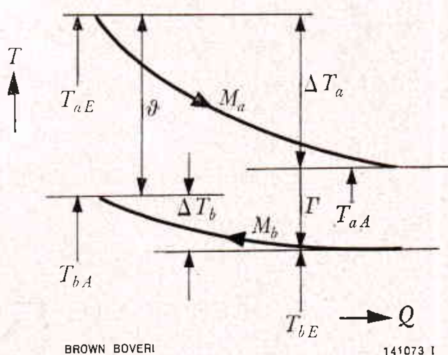


Fig. 3. – Schéma de l'échangeur de chaleur à contre-courant

T_{aE} = température d'entrée du fluide a
T_{aA} = température de sortie du fluide a
T_{bE} = température d'entrée du fluide b
T_{bA} = température de sortie du fluide b
ϑ, Γ = différences de température aux deux extrémités

exigeait un Γ sans doute réalisable mais entraînant, parce que trop petit, un supplément de surface d'échange ne pouvant être compensé par une économie de combustible.

Prenons l'exemple d'une installation pour laquelle la différence Γ de chaque étage est prescrite, comme l'indique la deuxième ligne du tableau ci-dessous. Nous avons porté en troisième ligne les différences optimales calculées. On constate des écarts importants et par suite de grands suppléments de surface – pratiquement inefficaces – dont la valeur rapportée à la surface optimale est indiquée par la ligne 4.

Dans les installations de réchauffage, le désurchauffeur du dernier étage avant le resurchauffeur – si l'on regarde dans le sens de l'écoulement de l'eau d'alimentation – est placé souvent à la fin de la colonne de réchauffage. Nous parlons alors d'un désurchauffeur branché en croix. La détermination du Γ optimal, différence de température entre la vapeur à la sortie et l'eau d'alimentation à l'entrée de ce désurchauffeur, fait aussi partie du même groupe de problèmes et se fait par la même méthode.

C'est sur la base des méthodes et principe exposés ci-dessus que la Société Brown Boveri calcule maintenant les échangeurs de chaleur des centrales thermiques. Des économies considérables sont ainsi faites. Leur importance devient toujours plus grande en raison de l'augmentation de la puissance des centrales.

(tr.)

GEORG OPLATKA

Fig. 4. – Schéma du désurchauffeur branché en croix

SW = eau d'alimentation
E_7 = désurchauffeur de l'étage 7
K_7 = partie condenseur de l'étage 7
U_7 = refroidisseur de l'étage 7
E_6 = désurchauffeur de l'étage 6, déplacé et branché en croix
K_6 = partie condenseur de l'étage 6
U_6 = refroidisseur de l'étage 6

1. Etage de réchauffeur		1	2	3	5	6	7
2. Différence de température finale prescrite	Γ °C	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
3. Différence de température finale optimale	Γ_{opt} °C	2,4	2,8	3,2	4,1	4,6	4,6
4. Surface supplémentaire en % de la surface optimale	$\frac{\Delta A}{A_{opt}}$ %	−2	13	10	26	28	27

Economie réalisée par l'emploi de refroidisseurs de purge et de pompes de reprise dans les réchauffeurs d'eau d'alimentation des centrales à vapeur

621.187.14.003

Le supplément de puissance et l'économie dus à l'emploi de refroidisseurs de purge et de pompes de reprise dans les postes de réchauffage de l'eau d'alimentation, tels que ceux qui sont aujourd'hui usuels chez Brown Boveri, sont représentés. Les refroidisseurs adjoints aux réchauffeurs à haute pression ne sont en général pas avantageux. Pour les réchauffeurs à basse pression, les pompes de reprise sont beaucoup plus économiques que les refroidisseurs.

Le problème

La méthode la plus simple d'utiliser les condensats des réchauffeurs d'un poste de réchauffage à plusieurs étages est de les faire passer au moyen d'organes de laminage d'un étage à l'autre jusqu'à ce qu'ils atteignent le condenseur où ils se mélangent à l'eau d'alimentation. Ils sont ainsi refroidis jusqu'à la température la plus basse, pour être ensuite réchauffés avec l'eau d'alimentation. Cette circulation de chaleur, thermodynamiquement inutile, provoque des pertes qui peuvent être diminuées par l'emploi de refroidisseurs de purge, voire évitées au moyen de pompes de reprise.

La question de la rentabilité des refroidisseurs et des pompes de reprise n'a de sens que si l'installation de réchauffage satisfait déjà dans toutes ses autres parties aux conditions de rentabilité.

L'étude suivante s'applique au poste de réchauffage à sept étages le plus courant aujourd'hui chez Brown Boveri, dont la prise supérieure est branchée sur l'extrémité froide du resurchauffeur, et qui, dans les grandes centrales à vapeur classiques à une seule resurchauffe, répond dans la plupart des cas aux exigences économiques (fig. 1).

La pompe alimentaire est placée entre les réchauffeurs 5 et 6. Les réchauffeurs 1 à 4 sont donc à basse pression. Le réchauffeur 5, placé sur la bâche, est un réchauffeur–dégazeur à mélange. Les réchauffeurs 6 et 7 à haute pression sont équipés l'un et l'autre d'un désurchauffeur. Le désurchauffeur 6 est branché en croix à l'extrémité de la colonne de réchauffeurs. Ceci présente l'avantage de transmettre la chaleur de désurchauffe particulièrement grande de l'étage 6 à l'eau d'alimentation à la température la plus élevée possible et, par conséquent, avec les pertes thermodynamiques minimales.

Cette installation de réchauffage, munie d'appareils optimalisés mais dépourvue de refroidisseurs de purge et de pompes de reprise, sert de base à l'étude économique qui suit. L'adjonction d'un refroidisseur ou d'une pompe de reprise produit un supplément de puissance de la turbine, qui est comparé au supplément d'investissement correspondant.

Méthode de calcul

Selon le premier principe de la thermodynamique, l'augmentation de puissance due à une amélioration du cycle est:

$$\Delta P = \Delta Q - \Delta Q_0 \qquad (1)$$

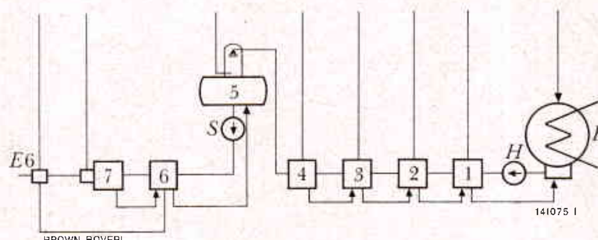


Fig. 1. – Schéma thermique de l'installation de base

K = condenseur
H = pompe d'extraction
1 à 4 = réchauffeurs à basse pression
5 = bâche avec réchauffeur – dégazeur à mélange
S = pompe alimentaire
6, 7 = réchauffeurs à haute pression
$E6$ = désurchauffeur branché en croix

La fraction du supplément de puissance provenant de l'apport supplémentaire de combustible est $\eta \Delta Q$, de sorte qu'on obtient pour un apport de chaleur constant:

$$\Delta P_Q = (1-\eta)\,\Delta Q - \Delta Q_0 \qquad (2)$$

Q = quantité totale de chaleur introduite
Q_0 = quantité totale de chaleur extraite
P = puissance totale produite
η = rendement thermique de l'installation

Le signe Δ signifie toujours une petite différence. Les formules (1) et (2) se prêtent bien au calcul pratique. La détermination du supplément de puissance dû aux refroidisseurs ou aux pompes de reprise se limite à l'établissement du bilan thermique du poste de réchauffage. On en tire les modifications des débits de soutirage et de la température finale de l'eau d'alimentation, qui permettent de calculer directement le supplément de chaleur ΔQ introduit dans la chaudière et le supplément de chaleur ΔQ_0 évacué par le condenseur.

On obtient le gain économique par la méthode connue de l'équivalent capitalisé de la puissance[1]:

$$\Delta V = -\Delta C + a\Delta P_Q + b\Delta P \qquad (3)$$

ΔV = gain économique
ΔC = augmentation du prix d'achat
a = économie de combustible capitalisée correspondant à un gain de 1 kW
b = prix que l'on est prêt à payer pour une augmentation de la puissance de l'installation, sans égard pour la modification de rendement.

Evaluer l'équivalent capitalisé de la puissance dans une analyse générale semble problématique. L'intérêt de celle-ci dépend de la possibilité qu'on aurait de vendre plus de puissance, ou, en d'autres termes, du taux de durée de service à pleine charge. Le constructeur ne peut tenir compte d'un facteur $b > 0$ que lorsque le producteur d'énergie lui aura fourni des indications détaillées. Dans une étude générale il est bon de n'évaluer que l'économie de combustible. C'est pourquoi, dans le calcul présent, nous posons $b = 0$.

Cette considération n'est naturellement pas valable pour des modifications qui visent à une augmentation de la puissance de la centrale, ce qui est le cas, la plupart du temps, dans les centrales nucléaires.

[1] C. Seippel et G. Oplatka: Les critères économiques à considérer dans l'étude des centrales thermiques. *Rev. Brown Boveri*, t. 47 (1960), n° 1/2, p. 3 à 6.

Représentation des résultats

Le supplément de puissance ΔP_q et le gain économique ΔV sont représentés en fonction de la pression P à l'extrémité froide du resurchauffeur. Il est évident que cette représentation a une validité très générale pour notre installation de base, si l'on pense que la température finale de l'eau d'alimentation, la gradation de température du réchauffage et par conséquent toutes les caractéristiques thermiques de l'installation sont pratiquement fixées par la pression de resurchauffe.

Les figures 2 et 3 se rapportent à l'adjonction simultanée de deux refroidisseurs aux réchauffeurs à haute pression. La surpuissance (fig. 2) augmente pratiquement proportionnellement à la pression de resurchauffe. Sa valeur est relativement faible: en moyenne environ 0,1% de la puissance totale. En raison des hautes pressions et températures, les surfaces d'échanges sont relativement chères, de sorte que le supplément de prix pour les refroidisseurs dépasse le plus souvent le supplément de puissance capitalisé. Les refroidisseurs à haute pression n'apportent une légère amélioration que dans les centrales très puissantes avec pression élevée de la resurchauffe; ils ne sont jamais économiques dans les centrales de moyenne et petite puissance, ce qui ressort de la figure 3 où ΔV est en général négatif.

La large zone de dispersion de la figure 3 provient du supplément de prix des boîtes à eau du refroidisseur, qui est indépendant de la surface et par conséquent plus important pour les petites centrales que pour les grandes.

Pour des raisons techniques, les pompes de reprise n'entrent pas en ligne de compte pour les réchauffeurs à haute pression.

La figure 4 montre le supplément de puissance obtenu par adjonction aux réchauffeurs à basse pression de refroidisseurs seuls, de pompes de reprise seules ou de plusieurs pompes de reprise. La figure 5 montre le gain économique correspondant.

Pour plus de clarté, on a renoncé à indiquer dans la figure 5 les zones de dispersion. Les courbes représentent donc des valeurs moyennes.

Le supplément de puissance dû à chaque refroidisseur augmente des étages supérieurs aux étages inférieurs, en même temps que la quantité d'eau condensée. Le gain économique ne diffère toutefois que très peu d'un refroidisseur à l'autre, car non seulement le supplément de puissance, mais aussi la surface d'échange et par conséquent le supplément de prix augmentent avec la quantité d'eau condensée. Dans les cas où l'équivalent capitalisé de la puissance est moyen, des refroidisseurs adjoints à tous les réchauffeurs basse pression sont économiques; toutefois l'avantage est faible.

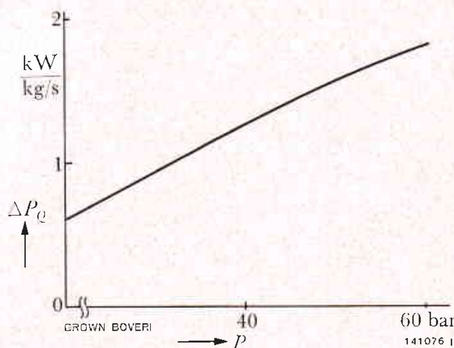


Fig. 2. – Supplément de puissance produit par des refroidisseurs adjoints aux deux réchauffeurs à haute pression de l'installation de base

ΔP_Q = supplément de puissance rapporté au débit de vapeur vive à consommation de combustible constante
P = pression à l'extrémité froide du resurchauffeur

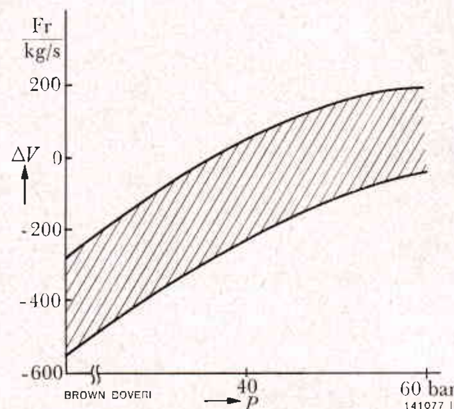


Fig. 3. – Gain économique produit par des refroidisseurs adjoints aux deux réchauffeurs à haute pression de l'installation de base

ΔV = gain pour la durée du temps d'amortissement rapporté au débit de la vapeur vive
P = pression à l'extrémité froide du resurchauffeur

Comme les refroidisseurs ne s'influencent guère mutuellement, la contribution de plusieurs appareils est, à très peu de choses près, la somme des contributions individuelles.

Il n'en est pas de même pour les pompes de reprise. On peut, il est vrai, comparer la pompe de reprise 1 avec le refroidisseur 1: du point de vue thermodynamique, elle équivaut à un refroidisseur idéal, dans lequel l'eau condensée cède sa chaleur sans différence de température, par une surface d'échange infinie, à une partie de l'eau d'alimentation. C'est pourquoi sa contribution au supplément

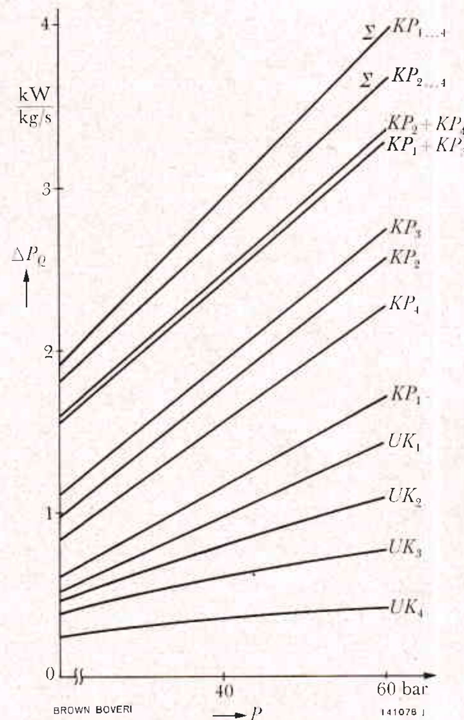


Fig. 4. – Supplément de puissance produit par des refroidisseurs seuls, par des pompes de reprise seules et par plusieurs pompes de reprise adjoints aux réchauffeurs à basse pression de l'installation de base

$UK_{1\ \text{à}\ 4}$ = refroidisseurs des réchauffeurs 1 à 4
$KP_{1\ \text{à}\ 4}$ = pompe de reprise des réchauffeurs 1 à 4
ΔP_Q = supplément de puissance rapporté au débit de vapeur vive à consommation de combustible constante
P = pression à l'extrémité froide du resurchauffeur

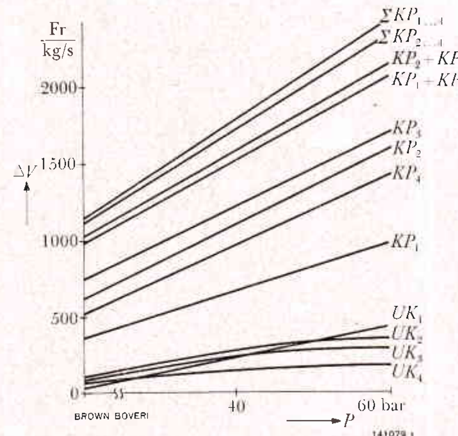


Fig. 5. – Gain économique produit par des refroidisseurs seuls, par des pompes de reprise seules et par plusieurs pompes de reprise adjoints aux réchauffeurs à basse pression de l'installation de base

$UK_{1\ \text{à}\ 4}$ = refroidisseurs des réchauffeurs 1 à 4
$KP_{1\ \text{à}\ 4}$ = pompes de reprise des réchauffeurs 1 à 4
ΔV = gain pour la durée du temps d'amortissement, rapporté au débit de la vapeur vive
P = pression à l'extrémité froide du resurchauffeur

de puissance est un peu plus grande que celle du refroidisseur réel 1. Mais cette comparaison n'est plus valable pour les étages supérieurs de réchauffage.

Dans ceux-ci, les pompes de reprise sont thermodynamiquement plus favorables que des refroidisseurs idéaux, car l'eau condensée traversant le refroidisseur d'un étage supérieur continue de subir des pertes dans les étages inférieurs, alors que la pompe de reprise évite toutes ces pertes. Pour cette raison, à débit constant, la contribution d'une pompe est d'autant plus grande que la pompe est placée plus haut dans le groupe des réchauffeurs. Mais comme le débit d'eau condensée diminue simultanément, la contribution des pompes atteint son maximum pour les étages moyens.

La contribution de plusieurs pompes de reprise ne correspond pas à la somme des contributions individuelles. C'est pourquoi nous avons aussi calculé et comparé des variantes comportant plusieurs pompes placées simultanément. Une deuxième pompe apporte encore un gain appréciable; celui-ci n'est que minime pour la troisième et la quatrième pompe.

La figure 5 montre que, pour les réchauffeurs à basse pression, les pompes de reprise apportent un gain notablement supérieur à celui des refroidisseurs. Les courbes sont variables pour un équivalent capitalisé moyen de la puissance.

Les refroidisseurs ne sont jamais économiques pour de faibles coefficients d'équivalence. Un supplément de puissance peu appréciable ne compense pas le supplément d'investissement que requiert toujours un refroidisseur. Ce n'est pas le cas pour les pompes de reprise. Dans l'installation de base considérée, deux pompes de reprise au moins sont toujours économiques, si petite que soit l'équivalent capitalisé de la puissance. L'économie de surface d'échange due aux pompes de reprise contrebalance pratiquement le prix des pompes, si bien qu'aucun supplément d'investissement n'est nécessaire. Le supplément de puissance est donc un bénéfice net.

Conclusions

De l'examen du poste de réchauffage actuellement usuel chez Brown Boveri, comprenant quatre réchauffeurs à basse pression, un réchauffeur à mélange et deux réchauffeurs à haute pression – la prise de vapeur supérieure étant branchée sur l'extrémité froide du resurchauffeur – découlent les directives suivantes:

On n'adjoindra pas de refroidisseur aux réchauffeurs à haute pression. En revanche, les réchauffeurs à basse pression seront toujours équipés – même à très faible équivalent capitalisé de la puissance – de deux pompes de reprise, soit aux étages 2 et 4, soit aux étages 1 et 3. On choisira l'une de ces deux variantes en se basant sur des considérations relatives à l'exploitation ou à la planification. Pour les deux autres réchauffeurs à basse pression, les pompes de reprise seront toujours plus économiques que les refroidisseurs. Leur emploi ne se justifie toutefois que pour un équivalent capitalisé élevé de la puissance.

(tr.) RUDOLF HUBER

Sur l'emploi de réchauffeurs à mélange dans les premiers étages de réchauffage de l'eau d'alimentation

621.187.14

Le réchauffeur à mélange pur sans appareillage auxiliaire est supérieur au réchauffeur à surface en ce qui concerne la transmission de chaleur et la quantité de matériel utilisé. On est donc tenté de l'utiliser comme réchauffeur à basse pression dans les centrales thermiques. En comparant cet appareil à l'échangeur de chaleur classique à surface, nous avons tenu compte de la sécurité de service et de l'économie d'exploitation de colonnes complètes de réchauffeurs. Il est apparu que seuls quelques avantages énergétiques subsistent en faveur du réchauffeur à mélange.

Le problème

Le principe de la condensation par mélange pour le réchauffage de l'eau d'alimentation de centrales thermiques est, depuis longtemps, appliqué à la construction du dégazeur. Les avantages thermodynamiques et la construction simple des réchauffeurs à mélange, en comparaison des échangeurs à surface classiques, ont conduit à appliquer le principe du mélange aux réchauffeurs à basse pression. La suppression des surfaces d'échange matérielles permet de réaliser un écart de température nulle et de diminuer certains frais. En revanche, des pompes supplémentaires et des appareils de réglage sont nécessaires.

Divers systèmes possibles pour l'application du principe du mélange aux réchauffeurs à basse pression ont été examinés au point de vue de leur économie et sécurité de service et comparés au système classique des réchauffeurs à surface.

Systèmes étudiés

Nous avons pris comme exemple une installation à vapeur présentant les caractéristiques suivantes:

Puissance nominale	320 MW
Pression de la vapeur vive	168,5 bar (171,76 kg/cm² abs)
Température de la vapeur vive	535 °C
Température de resurchauffe	535 °C
Pression dans le condenseur	0,0237 bar (0,0242 kg/cm² abs)
Réchauffage de l'eau d'alimentation en 7 étages à la température de	255 °C

Système classique (variante 1, fig. 1)

C'est la variante de base correspondant à l'installation dont les caractéristiques sont données ci-dessus. Elle comporte quatre échangeurs à surface pour le réchauffage à basse pression. La pompe d'extraction refoule l'eau condensée à travers les réchauffeurs à basse pression dans le dégazeur. Les purges des étages 4, 3 et 2 sont refoulées dans la conduite principale d'eau condensée par la pompe de reprise du second étage. L'eau condensée du réchauffeur 1 est évacuée dans le condenseur.

Les réchauffeurs, qui sont horizontaux, peuvent être placés sur le condenseur ou parallèlement à celui-ci. Il en résulte des conduites de soutirage très courtes, des pertes de charge faibles et une déclivité constante de la turbine aux réchauffeurs.

Trois possibilités d'application du réchauffeur à mélange ont été considérées; elles diffèrent par la manière de faire circuler l'eau condensée principale (figures 1 à 4), soit:

- refoulement d'un étage au suivant par pompes
- écoulement par gravité (une seule pompe avant le premier étage)
- refoulement par vapeur de soutirage.

Refoulement de l'eau condensée d'un étage au suivant par pompes (variante 2, fig. 2)

Chaque réchauffeur à mélange possède sa propre pompe de reprise. Le courant principal d'eau condensée est refoulé d'un étage au suivant. Afin d'assurer la sécurité de fonctionnement, une unité de réserve doit être associée à chaque pompe. Pour cette raison un très grand nombre de pompes est nécessaire.

La hauteur de mise en charge demandée par les pompes exige le montage des réchauffeurs à quelques mètres au-dessus du fond de la cave. Les conduites de vapeur soutirée sont plus longues que dans le cas de la variante de base, mais elles sont encore en pente vers les réchauffeurs.

Systèmes de réchauffeurs à basse pression examinés

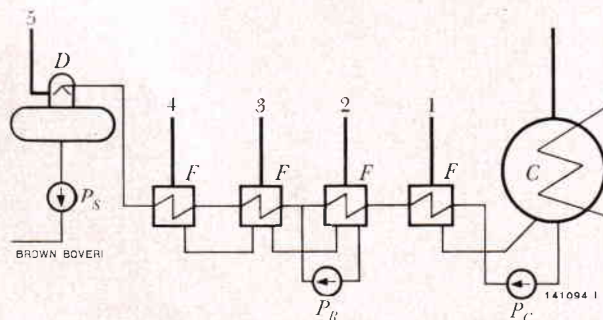


Fig. 1. – Variante 1, circuit classique (variante de base)

C = condenseur
D = dégazeur
F = réchauffeur à surface
M = réchauffeur à mélange (fig. 2, 3, 4)
P_C = pompe d'extraction
P_S = pompe alimentaire
P_R = pompe de reprise
P_1–P_4 = pompes d'extraction des réchauffeurs à mélange (fig. 2, 3, 4)
1 à 5 = étage de réchauffage, étage de soutirage

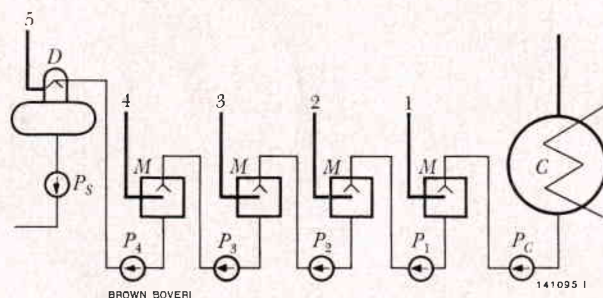


Fig. 2. – Variante 2, refoulement de l'eau condensée d'un étage au suivant

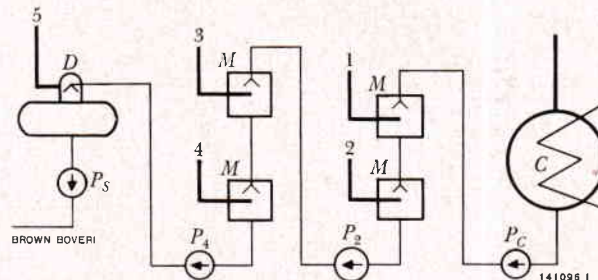


Fig. 3. – Variante 3, écoulement de l'eau condensée par gravité et par pompes

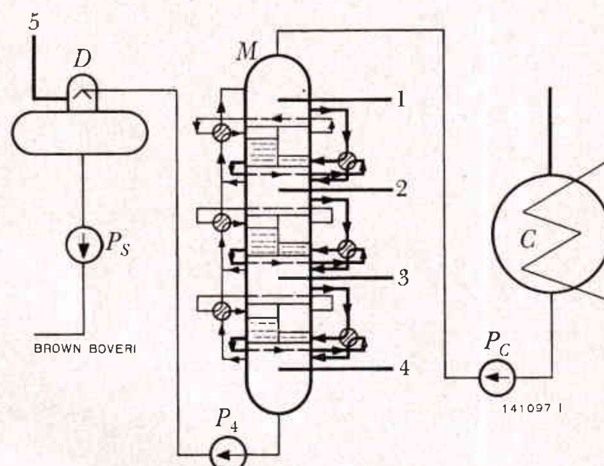


Fig. 4. – Variante 4, refoulement de l'eau condensée par vapeur de soutirage

Ecoulement de l'eau condensée par gravité

Pour éviter le grand nombre de pompes de la variante 2, on peut disposer les réchauffeurs à mélange des différents étages l'un au-dessus de l'autre de façon que l'eau condensée refoulée à un niveau supérieur puisse surmonter la différence de pression entre les soutirages et la résistance des boucles d'arrosage. La différence de pression entre les prises 4 et 1 est si élevée qu'il faudrait placer le réchauffeur de l'étage 1 très haut, c'est-à-dire à environ 130 m au-dessus du plancher de la salle des machines. Il en résulterait une colonne de réchauffeurs qui ne trouverait place dans aucune centrale. Les conduites de soutirage très longues provoqueraient de grandes pertes de charge et monteraient de la turbine au réchauffeur, ce qui poserait des problèmes de drainage et représenterait un danger pour la turbine en cas de reflux d'eau. Nous avons donc abandonné l'examen de cette disposition.

Une solution réalisable dans l'espace disponible consiste en une combinaison avec la variante 2, combinaison dans laquelle l'eau condensée s'écoule par gravité de l'étage 1 à l'étage 2 et de l'étage 3 à l'étage 4, des pompes étant intercalées entre les étages 2 et 3 et entre l'étage 4 et le dégazeur (fig. 3). Cette solution constitue la variante 3. Elle ne permet pas d'éviter de longues conduites de soutirage, qui montent vers les réchauffeurs pour les étages 1 et 3.

Refoulement de l'eau condensée par la vapeur de soutirage (variante 4, fig. 4)

La pompe d'extraction refoule dans l'étage 1 de réchauffage. L'eau condensée, en passant par un sas, est portée à la pression de l'étage 2 par de la vapeur

soutirée de ce dernier. Ensuite, elle passe par gravité à l'étage 2. L'eau condensée passe de la même manière aux étages suivants. Puis elle est de nouveau refoulée par une pompe, du réchauffeur 4 au dégazeur.

La figure 5 montre le fonctionnement des sas. L'eau condensée réchauffée dans le premier étage se rassemble au bas de la chambre M_1 et passe par la vanne V_K dans le sas B_1. Les conduites d'égalisation de la pression d_B et d_1 relient ce dernier au côté vapeur de la chambre M_1. Pendant que le sas B_1 se remplit, le sas A_1 se vide. De la vapeur passe de la chambre M_2 par les conduites d'égalisation d_{21} et d_A dans le haut du sas A_1. L'eau condensée de ce sas est donc sous la pression de l'étage 2 de soutirage et peut s'écouler par la vanne V_K dans la chambre M_2. Dès que le sas A_1 est vide et le sas B_1 plein, les vannes V_D et V_K sont inversées. Le sas A_1 est alors relié côté vapeur et côté eau à la chambre M_1 et l'eau condensée qui se trouve dans cette dernière s'écoule maintenant dans le sas A_1. D'autre part, l'inversion des vannes égalise les pressions entre le sas B_1 et la chambre M_2, de sorte que l'eau condensée passe maintenant du sas B_1 à l'étage 2. Le temps de remplissage d'un sas détermine la cadence du cycle de fonctionnement.

L'utilisation de la pression de soutirage pour refouler l'eau condensée conduit à une colonne de réchauffeurs qui ne prend pas trop de place. L'encombrement de cette disposition est plus petit que celui des variantes 2 et 3. Il faut aussi dans ce cas accepter de longues conduites de soutirage qui, pour les étages 1 et 2, montent de la turbine aux réchauffeurs.

Le gros inconvénient de cette solution réside dans le fait que le fonctionnement ne peut être qu'intermittent, ce qui conduit à un système de sas et un mécanisme de réglage assez compliqué que nous ne traiterons pas en détail ici.

Comparaison économique

Les trois variantes de réchauffeurs à mélange ont été comparées du point de vue du coût et de la dépense d'énergie avec l'exécution selon le système classique, en considérant les grandeurs suivantes:

a. Côté dépenses:

- réchauffeurs à mélange avec accessoires internes ou réchauffeur à surface à tubes
- dispositifs de réglage
- groupes moto-pompes et unités de réserve
- conduites de soutirage
- dispositifs de sécurité protégeant la turbine contre le reflux de vapeur et d'eau.
  Les réchauffeurs à mélange requièrent une double sécurité en raison des grands volumes de vapeur et d'eau.

L'espace nécessaire pour les différents appareils, lorsqu'ils sont en service, est environ le même dans

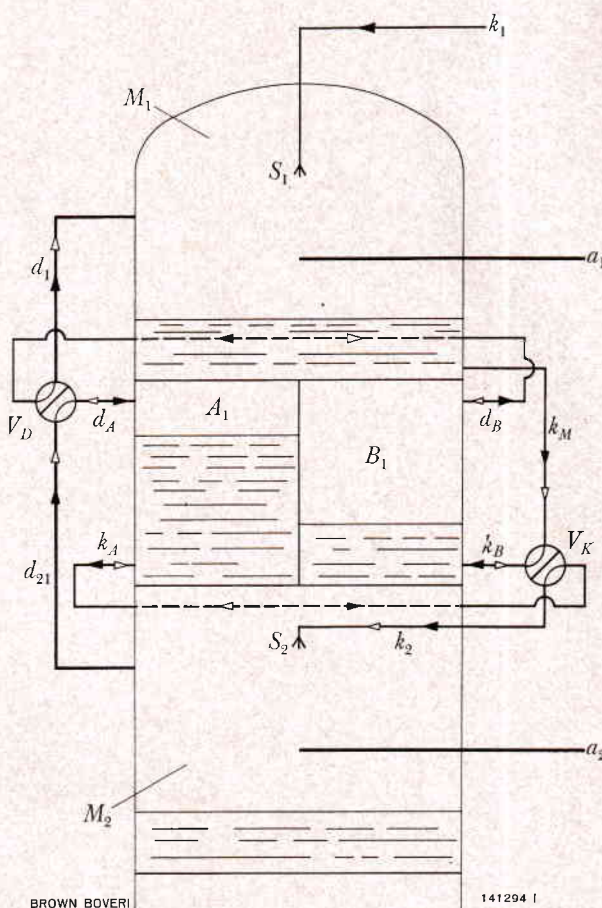


Fig. 5. – Fonctionnement des sas

M_1, M_2 = chambre à mélange
S_1, S_2 = tuyères d'arrosage
A_1, B_1 = sas
V_D, V_K = vannes de commutation pour vapeur ou eau condensée
a_1, a_2 = vapeur soutirée
k_1, k_2 = arrivées principales d'eau condensée
k_M = départ de l'eau condensée de la chambre à mélange M_1
k_A = départ ou arrivée de l'eau condensée, sas A_1
k_B = arrivée ou départ de l'eau condensée, sas B_1
d_1, d_{21}, d_A, d_B = conduites d'égalisation de la pression
Indices: 1, 2 = étage de réchauffage 1 ou 2
—▶— = direction de l'écoulement pour la position des vannes V_D et V_K indiquée sur la figure
—▷— = direction de l'écoulement pour les vannes inversées

les trois variantes comportant des réchauffeurs à mélange. Mais les réchauffeurs à mélange occupent un volume au moins deux fois plus grand que les réchauffeurs à surface. L'encombrement n'a toutefois pas été pris en considération dans la comparaison des prix, car les conditions locales varient d'une centrale à l'autre.

b. Côté énergie:

- puissance de la turbine. L'écart de température final de 0 °C pour les échangeurs à mélange donne un rendement thermique supérieur.

- consommation d'énergie des pompes.

La perte de charge plus élevée pour les conduites de soutirage plus longues des réchauffeurs à mélange n'a pas été prise en considération.

Le tableau ci-dessous donne les résultats de la comparaison. Dans le «coût total de l'installation» sont inclus tous les frais mentionnés sous a. Le «gain de puissance» se compose de la surpuissance de la turbine et de la diminution de puissance absorbée par les pompes à charge nominale.

Modification des dépenses et de la puissance de la turbine par rapport à la disposition classique avec réchauffeurs à surface

Type de réchauffeur	Réchauffeur à surface	Réchauffeur à mélange		
Variantes	1	2	3	4
Schéma	fig. 1	fig. 2	fig. 3	fig. 4
Coût total de l'installation en %	100	105	106	110
Gain de puissance en ‰ de la puissance nominale (320 MW)	—	3,8	3,9	4,4
en kW	—	1210	1240	1410

On voit que les frais d'investissement de toutes les variantes de réchauffeurs à mélange sont à peu près égaux et ne diffèrent que très peu (au maximum 10 %) de ceux d'une installation classique. Du point de vue énergétique, en revanche, les réchauffeurs à mélange sont plus favorables. Ils procurent un gain de puissance d'environ quatre pour mille de la puissance nominale. A charge partielle ce gain est plus accentué pour la variante 4 que pour les variantes 2 et 3, car celles-ci comportent des pompes réglées par laminage. L'avantage économique d'une installation déterminée dépend toutefois essentiellement de la valeur attribuée à l'énergie.

Seul le côté économique a été examiné jusqu'ici. Une comparaison complète devrait encore tenir compte des différences relatives à l'exploitation, dont l'importance ne peut pas être exprimée par une somme d'argent.

Avantages et désavantages pour l'exploitation

Il faut mentionner à l'avantage du réchauffeur à mélange le meilleur dégazage de l'eau condensée, qui simplifie les problèmes relatifs à la solubilité du cuivre dans l'eau d'alimentation. Cet avantage est contrebalancé par d'importants inconvénients.

Les réchauffeurs à mélange demandent toujours des pompes supplémentaires relativement grandes, dimensionnées pour le débit total d'eau condensée et munies des dispositifs de réglage correspondants. Une réduction du nombre de pompes au minimum (fig. 4) nécessite l'emploi de servomécanismes importants. Dans l'un et l'autre cas, l'installation se complique sans que la sécurité de marche en bénéficie. De plus, l'emploi de sas (fig. 5) provoque un mouvement oscillatoire de la vapeur dans les conduites de soutirage, qui ne peut qu'être défavorable en service.

De grandes quantités d'eau bouillante et de grands volumes de vapeur sont accumulés dans les seuls réchauffeurs à mélange. Le volume de vapeur est encore augmenté par les conduites de soutirage beaucoup plus longues. Ceci crée une menace pour la turbine en cas de reflux de vapeur ou d'eau. Cette menace des réchauffeurs à mélange est plus grande encore lorsqu'on a affaire à des conduites de soutirage qui montent de la turbine vers les réchauffeurs.

Conclusions

Du point de vue purement économique, le principe du mélange pour le réchauffage d'eau d'alimentation à basse pression est plus avantageux que celui de l'échange de chaleur par surface. Son application pratique dans une centrale présente toutefois divers inconvénients qui affectent aussi la sécurité de l'exploitation. La centrale devient plus compliquée et les dangers qui menacent la turbine sont plus grands qu'avec les réchauffeurs à surface classiques.

On ne saurait donc, en général, recommander l'emploi de réchauffeurs à mélange comme réchauffeurs à basse pression. Si toutefois des conditions toutes spéciales justifiaient l'emploi de réchauffeurs à mélange, il faudrait recommander le système de la variante 3.

(tr.) FRITZ GIGER

Soudage des tubes d'acier dans les réchauffeurs à haute pression

621.187.14:621.791

L'auteur décrit brièvement la méthode mise au point par la Société Brown Boveri pour le soudage des tubes d'acier de réchauffeurs à haute pression. Il expose les avantages et les inconvénients des assemblages par soudage selon la méthode préconisée et décrit quelques expériences pratiques.

Introduction

Les problèmes soulevés il y a bien des années par les tubes en alliages Cu-Ni (exposés dans l'article «Emploi des tubes en alliage de cuivre et de nickel dans les réchauffeurs d'eau d'alimentation à haute pression» du présent numéro) et la nécessité de maintenir petite la teneur en cuivre de l'eau d'alimentation ont conduit à utiliser de plus en plus des tubes en acier. Il a fallu alors réexaminer la conception fondamentale des réchauffeurs et le mode de fixation des tubes. Pour l'obtention d'une méthode adéquate, les différents constructeurs étudièrent un grand nombre de procédés d'assemblage par soudage. Il existe actuellement des procédés de fabrication offrant la sécurité requise. Il est intéressant de constater que la conception de réchauffeur et les méthodes de soudage ont profité de l'expérience acquise par les fournisseurs.

Une maison qui fabrique non seulement les réchauffeurs mais aussi les turbines et qui étudie des centrales est à même de concevoir un appareil en fonction des exigences techniques posées par les autres éléments de la centrale. Ces sujétions pourraient influencer la construction du réchauffeur et en même temps faciliter son adaptation dans la centrale, il ne s'agit toutefois pas ici que du prix et de l'adaptation aux données techniques, mais aussi d'une synthèse optimale.

Procédé de soudage Brown Boveri

Pour répondre aux exigences des centrales, la Société Brown Boveri a mis au point un procédé de soudage qui permet de fixer les tubes frontalement sur le côté eau de la plaque tubulaire. Pour des raisons d'optimalisation économique, les tubes ont un diamètre relativement faible et un petit écartement, compte tenu, bien entendu, des problèmes posés par la fabrication et l'exploitation.

Les tubes nettoyés sont introduits dans les plaques tubulaires de façon à faire légèrement saillie du côté eau. Pour tenir compte en particulier des tolérances du diamètre des tubes, on procède à un mandrinage léger de ceux-ci de façon à supprimer le jeu entre la surface du trou et celle du tube. Par un procédé de soudage à l'arc sous argon, on fond tout d'abord un anneau d'un alliage spécial placé sur l'extrémité saillante du tube. On utilise pour ce procédé de soudage un appareil à souder les tubes automatique de notre propre construction. Cette soudure d'angle assure avant tout l'étanchéité des assemblages. La figure 1 montre un échantillon de soudures d'angle sur un objet d'essai. Après cette opération, toutes les soudures d'un réchauffeur sont soumises à un contrôle d'étanchéité. Si, contre toute attente, des fuites apparaissaient, une réparation simple est possible, il suffit de fraiser la soudure et de remplacer l'anneau spécial et de recommencer l'operation.

Les intervalles entre les extrémités de tubes dépassant la plaque sont remplis par métal déposé, afin de renforcer mécaniquement les soudures et d'améliorer l'écoulement de l'eau d'alimentation de façon que même à grandes vitesses les tubes ne soient pas soumis à l'érosion. La figure 2 montre une telle opération de soudage avant le dernier traitement de surface.

Le seul argument que l'on puisse opposer à la soudure frontale des tubes sur une plaque tubulaire relativement épaisse seraient les dilatations thermiques et les contraintes pouvant se produire à la suite de fortes variations de température. Nos recherches ont montré qu'on peut faire face à de tels états transitoires en réalisant une soudure suffisamment ductile telle qu'on l'obtient par nos procédés. De plus, les réchauffeurs Brown Boveri sont soumis en fin d'opération à un traitement final qui exclut une surcharge des soudures même dans des conditions de marche très sévères. Les avantages de la technique de soudage que nous avons développée nous permettent de construire des réchauffeurs à haute pression économiquement optimalisés qui, grâce à leurs faibles dimensions, permettent un service souple. Leur petit volume, d'autre part, réduit les dangers de retour à la turbine de vapeur saturée ou d'eau et permet aussi leur incorporation facile dans les projets de centrales. Les points de

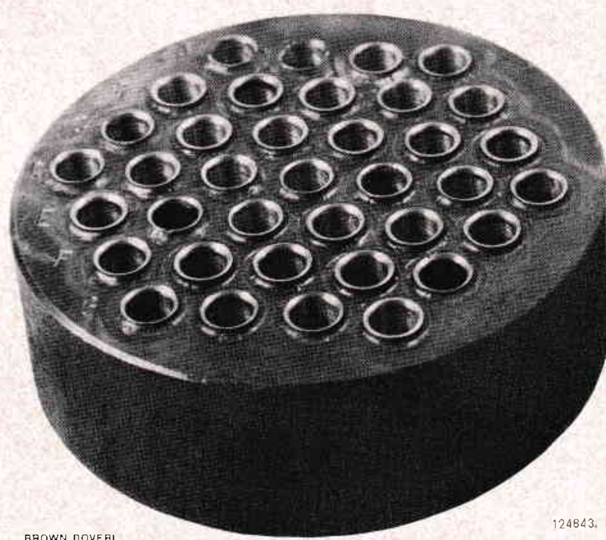


Fig. 1. – Objet d'essai avec cordons de soudure

L'écartement des tubes n'est pas régulier, ce qui permet de déterminer l'influence de ce paramètre.

fixation des tubes sont à tout moment accessibles, pendant la fabrication et en service prolongé. Le contrôle de l'état du réchauffeur se fait donc de façon simple. Le procédé n'exige pas d'usinage de précision des éléments, l'opération critique se fait automatiquement à l'aide d'un outil commode si bien que la fabrication des réchauffeurs n'est pas liée à un atelier spécialisé.

Il existe d'autres méthodes de conception tout aussi séduisante, mais qui présentent toutefois des inconvénients importants: par exemple on ne peut souder que des tubes de diamètre plus grand, ou la construction est très compliquée et par suite sujette à des risques et plus chère, ou bien les points de fixation ne sont pas accessibles ou très difficilement, en cas de contrôle ou de réparation. Dans le cas où un procédé de soudage ne permet pas le contrôle visuel de la face exposée à l'eau, il existe toujours le risque que ces points entraînent des discontinuités de la surface intérieure du tube – soit que le matériau déposé fasse saillie (sur la surface intérieure du tube), soit qu'il se produise une cavité dans la soudure. De telles discontinuités augmentent la turbulence de l'écoulement de l'eau et le risque d'érosion de la surface du tube. En général, les constructeurs qui utilisent de tels procédés de soudage sont obligés, pour éviter l'érosion, de prescrire de vitesse d'eau moyenne plus faible.

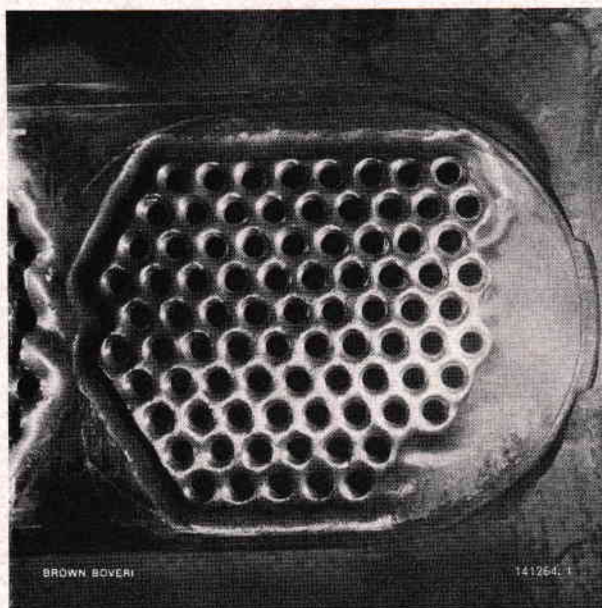


Fig. 2. – Tubes soudés, avant le traitement final de la surface

Essais de contrainte au laboratoire

Des objets d'essais furent construits suivant les différentes méthodes de soudage jugées comme étant convenables. C'étaient essentiellement de petites plaques tubulaires avec tubes en U, selon la figure 3, dont les dimensions étaient choisies telles que les contraintes provoquées étaient au moins aussi grandes ou plus grandes que celles qui se produisent dans les centrales. Les procédés de soudage se distinguaient par la diversité des opérations, par les matériaux, par la forme du cordon de soudure, par les données du soudage, par la préparation de l'opération et par la position de l'objet d'essai pendant l'opération de soudage. Les différents types de contrainte dans les centrales ont été examinés séparément afin de déterminer le procédé de fabrication qui convient dans chaque cas. Les modes de contrainte suivants ont été examinés:

Pression statique élevée
Oscillations de pression
Choc thermique
Vibrations des tubes

L'étanchéité à l'hélium et la solidité des joints (essais d'arrachement) ont été prises comme critères pour juger de la valeur de l'assemblage. Les assemblages par soudage d'après les méthodes appliquées aujourd'hui ont résisté parfaitement à toutes les charges; la fuite d'hélium est restée, lors de l'essai, inférieure à la limite de sensibilité des détecteurs. Des variantes de soudage avec des frais de fabrication inférieurs ont déjà donné des résultats tout aussi satisfaisants; les dépenses supplémentaires représentent donc une marge de sécurité appréciable.

Les premiers réchauffeurs à haute pression construits d'après le procédé de soudage optimal ont été

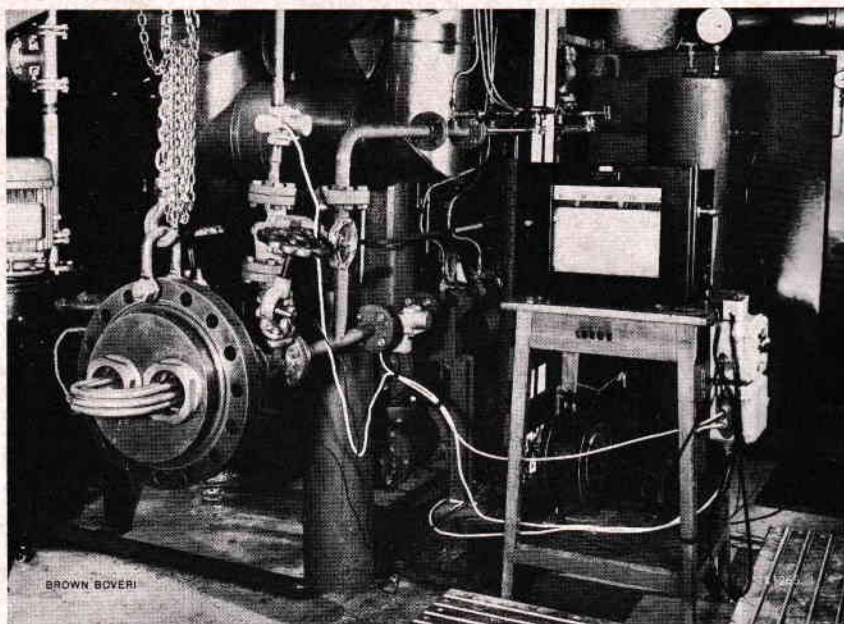


Fig. 3. – Objet d'essai pour l'essai de contrainte des tubes de réchauffeurs soudés

La résistance de l'assemblage fut essayée avec la pression statique, les pulsations de pression, des chocs thermiques et des vibrations mécaniques.

soumis à de durs essais combinés de pression et de choc thermique. Les appareils ont parfaitement supporté ces épreuves.

Résultats d'exploitation

Près de 52000 soudures ont été exécutées[1]. Toutes ces soudures, exécutées selon notre procédé optimal et définitif, étaient étanches du premier coup et sont restées étanches en exploitation dans les centrales. Les premiers réchauffeurs de cette conception ont déjà une durée de service dépassant trois années. Ce comportement favorable n'a rien de surprenant pour cet élément de centrale si important qu'est le réchauffeur à haute pression. Il nous autorise aussi, du point de vue de la sécurité, à utiliser le réchauffeur à haute pression dans le poste de réchauffage des turbogroupes de grosse puissance unitaire.

(tr.) GUSTAV BAUMANN

[1] Chiffre relevé au printemps 1967, actuellement ce nombre s'élève à 150000.

Essais d'érosion sur tubes de réchauffeurs

621.187.14:620.193.1

La vitesse économique dans les tubes de réchauffeurs était jusqu'ici supérieure aux valeurs usuelles. On a cherché la limite technique réelle des vitesses d'eau admissibles, par des essais aussi conforme que possible aux conditions réelles, car les valeurs empiriques utilisées n'étaient pas basées sur des essais systématiques.

Introduction

La vitesse maximale admissible dans les tubes de réchauffeurs était jusqu'ici limitée à 2 à 3 m/s, selon l'alliage de tubes utilisé. Les grandes unités exigent un dimensionnement économiquement optimal de tous les éléments de l'installation; pour que les réchauffeurs satisfassent à cette condition, il faut, entre autres mesures, augmenter sensiblement la vitesse de l'eau.

Des vitesses supérieures pourraient provoquer une attaque par érosion, tout d'abord à l'entrée du tube, dans le voisinage immédiat de cette partie ou dans les tubes en U avec très faible rayon de cintrage. Pour déterminer l'influence de la vitesse de l'eau sur l'érosion, nous avons réalisé des essais à des vitesses atteignant 10 m/s, dans lesquels nous nous sommes efforcés de satisfaire aux conditions limites déterminées par la nature du fluide, sa pression et sa température, le matériau et la fixation du tube, les conditions de l'écoulement à l'entrée et le rayon de cintrage du tube en U.

Tubes essayés

Nous avons essayé les tubes indiqués dans le tableau ci-dessous et achetés selons les spécifications usuelles.

Dispositif d'essai

L'essai utilise un circuit fermé représenté schématiquement par la figure 1. Un dispositif de chauffage électrique, enclenché et déclenché par thermostats, maintient la température de l'eau dans le réservoir à un niveau déterminé. Un coussin de gaz maintient la pression à environ 3,8 bars au-dessus de la pression de saturation. L'eau s'écoule du réservoir dans une pompe centrifuge à un étage qui la refoule dans trois tubes branchés en parallèle ou dans une section de plaque tubulaire avec tubes soudés, dispositif qui sera décrit plus loin. Deux des trois tubes en parallèle avaient été munis à leur sortie d'un diaphragme, permettant d'ajuster diverses vitesses d'écoulement; le débit total était réglé par une vanne placée à l'aval des tubes essayés.

Le débit d'un tube est mesuré à l'aide d'un diaphragme placé entre la pompe et les tubes essayés.

Chaque fois, on a bouché deux des tubes et on a mesuré le débit du troisième pour une même chute de pression. Ensuite, pour contrôle, on a mesuré le

Matériau	Numéro selon les normes DIN	Diamètre extérieur [mm]	Epaisseur [mm]	Fixation
Ms 70/29/1+As	17 661	15	1	Mandrinée
CuNi 80/20	17 664	15	1	Mandrinée
St 15 Mo3	17 175	15	1,5	Mandrinée
St 15 Mo3	17 175	15	1,5	Soudée

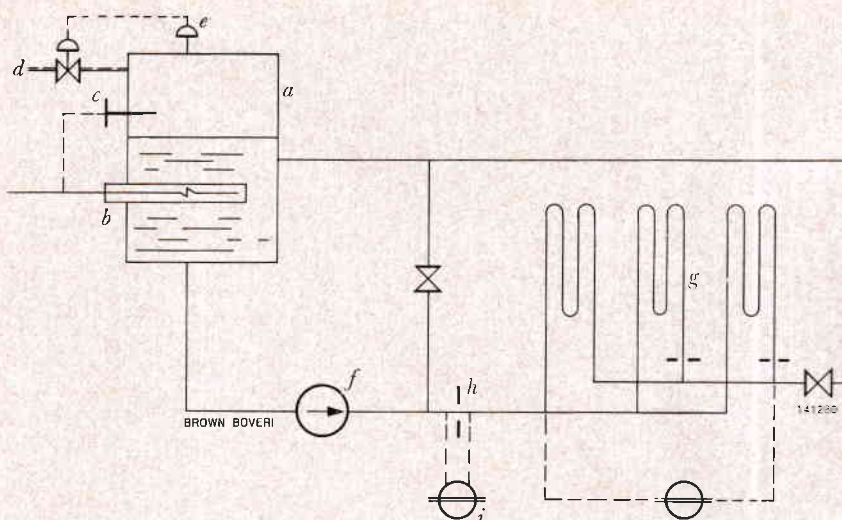


Fig. 1. – Schéma du circuit d'essais

a = réservoir d'eau
b = dispositif de chauffage électrique
c = thermostat
d = gaz comprimé
e = manostat
f = pompe de circulation
g = tubes essayés
h = diaphragme
i = manomètre différentiel

débit des deux tubes précédemment bouchés et le débit total. On a procédé de la même façon avec le tube soudé dans la section de plaque tubulaire.

Afin de reproduire aussi fidèlement que possible l'écoulement à l'entrée d'un tube soudé dans la plaque tubulaire on a réalisé et soumis à l'essai d'érosion un modèle d'essai imitant un secteur de plaque tubulaire, et indiqué schématiquement sur la figure 2. Nous avons coupé un cylindre d'acier et soudé au milieu, perpendiculairement à l'axe, le tube essayé en St 15 Mo 3. La surface environnante a été remplie par du métal déposé.

Les conditions d'écoulement à l'entrée d'un tube peuvent être caractérisées comme suit: en plus du courant d'eau partiel I qui traverse le tube essayé, un autre courant II passe sur la plaque tubulaire et s'écoule par d'autres tubes éloignés, qui ne sont pas dans notre modèle. Enfin, un débit partiel III passe encore par les entrées voisines du tube d'essai. Le courant partiel II s'écoule par le canal rectangulaire, fraisé dans la moitié antérieure du cylindre. Le courant partiel III est évacué par les trous voisins du tube soudé.

Conduite de l'essai

On a effectué deux séries d'essais. Dans la première, on a examiné trois tubes de chacun des alliages à des vitesses d'eau de 3 m/s, 6,5 m/s et 10 m/s. La durée de l'essai était de 1800 h pour CuNi, 7500 h pour Ms et 3000 h pour acier. Le tube d'acier soudé dans la plaque a été soumis pendant 6000 h à une vitesse de 10 m/s. L'eau d'alimentation était déminéralisée complètement. Le pH variait entre 7 et 9, et il s'est avéré que dans ce domaine son influence est peu importante. La température de l'eau était maintenue à 185 °C pendant les premiers essais, et à 80 °C pendant les derniers avec le tube soudé.

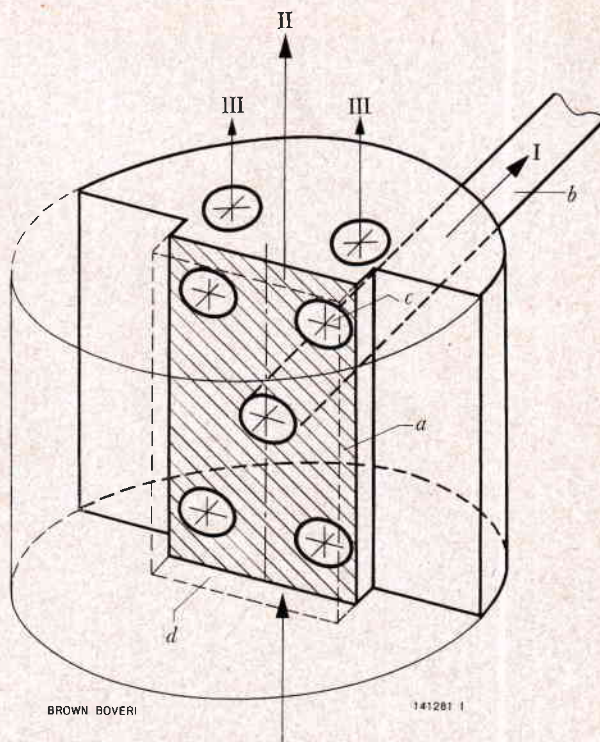


Fig. 2. – Représentation schématique d'un secteur de plaque tubulaire

a = plaque tubulaire
b = tube essayé
c = entrées des tubes voisins
d = section d'écoulement d'amont

Un coussin de gaz dans le réservoir tenait constante la pression du système. De l'air a été utilisé pendant l'essai des tubes CuNi et pendant 2200 h environ, pour l'essai des tubes Ms. Les autres essais furent effectués avec un coussin d'azote.

L'eau d'alimentation, complètement dégazée au début, avait absorbé de O_2 lors de l'emploi d'un coussin d'air, alors qu'elle est restée parfaitement dégazée avec le coussin d'azote.

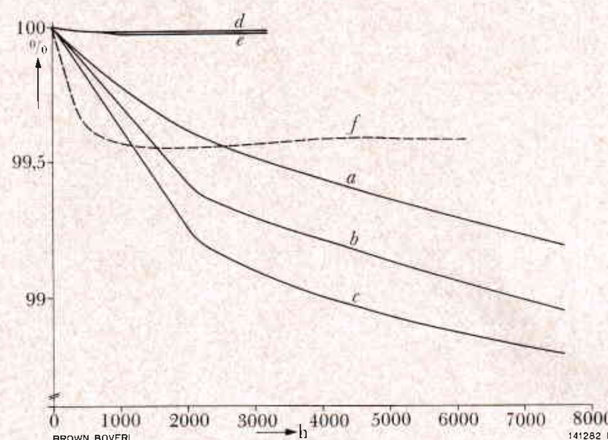


Fig. 3. – Perte de poids des tubes essayés en fonction du temps

Matériau du tube	Vitesse de l'eau dans le tube
a = laiton	3 m/s
b = laiton	6,5 m/s
c = laiton	10 m/s
d = St 15 Mo 3	3 m/s
e = St 15 Mo 3	10 m/s
f = St 15 Mo 3	10 m/s (tube soudé dans la plaque)

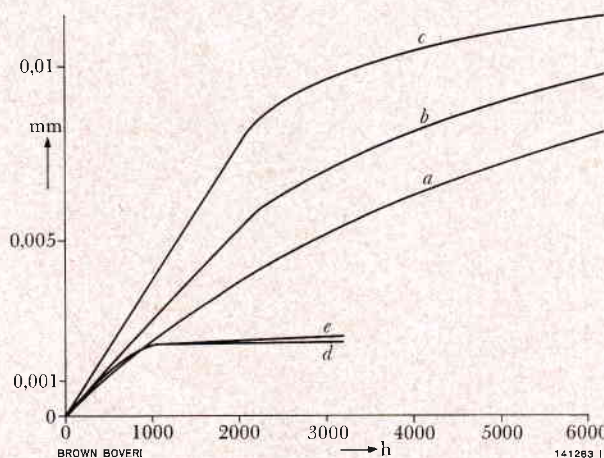


Fig. 4. – Diminution de l'épaisseur des tubes en fonction du temps

Mêmes symboles que dans figure 3.

Toutes les 500 h environ, les tubes ont été démontés, séchés et pesés sur une balance de précision pour déterminer la perte de poids.

Résultats

La figure 3 montre la diminution en pour cent du poids des tubes en fonction de la durée de l'essai; sur la figure 4, la diminution de poids est présentée sous forme d'une réduction de l'épaisseur de la paroi. Ce calcul n'était plus possible dans le cas du tube d'acier soudé, car la perte de matériau pouvait se produire aussi bien sur la plaque tubulaire que sur le tube.

La perte est exactement la même pour les tubes CuNi et Ms.

Les courbes *a* à *c* des figures 3 et 4 montrent que la perte est fonction de la teneur en O_2 de l'eau d'alimentation. Dès que l'on a passé à l'eau dépourvue de O_2, la perte a diminué rapidement et n'était presque plus dépendante de la vitesse. Ce phénomène est très net pour les tubes d'acier qui n'ont jamais été traversés par de l'eau contenant du gaz O_2 (courbes *d* et *e*).

La perte initiale de matériau (courbes *a* à *d*) ne s'explique pas par une érosion pure. Il s'agit là plutôt d'une corrosion, dans laquelle les produits de la corrosion sont balayés par le courant du fluide. Après un certain temps, il se forme une sorte de «couche protectrice» qui empêche la corrosion de progresser. Cette forme de corrosion a été appelée «érosion-corrosion», et décrite dans la littérature[1].

Avec le tube d'acier soudé dans la plaque tubulaire, on n'a constaté des pertes de matériau qu'au début et aucune dans la suite des essais (courbe *f* de la figure 3). Comme le montre la figure 5, c'est principalement aux arêtes d'entrée vives du secteur de plaque tubulaire que le matériau a été enlevé. Les «crevasses» à l'arête d'entrée sont apparues après la première période d'essai (500 h) et n'ont plus progressé fortement; tandis que l'on n'a plus retrouvé, après les premiers essais, la couche d'oxyde sombre, visible sur la figure. La figure 6 montre l'entrée du tube; en dehors des vides laissés par les scories enlevées à coups de marteau, on ne voit aucune trace d'attaque.

On peut bien expliquer la perte par l'érosion-corrosion: le fer a été chimiquement dissous et les produits, fraîchement formés, ont été balayés surtout à

[1] H.E. Hörmig: Die Erosionskorrosion des Eisens in neutralen und schwachalkalischen Wassern. *Mitt. der VBG*, n° 76 (1962), p. 12 à 16.

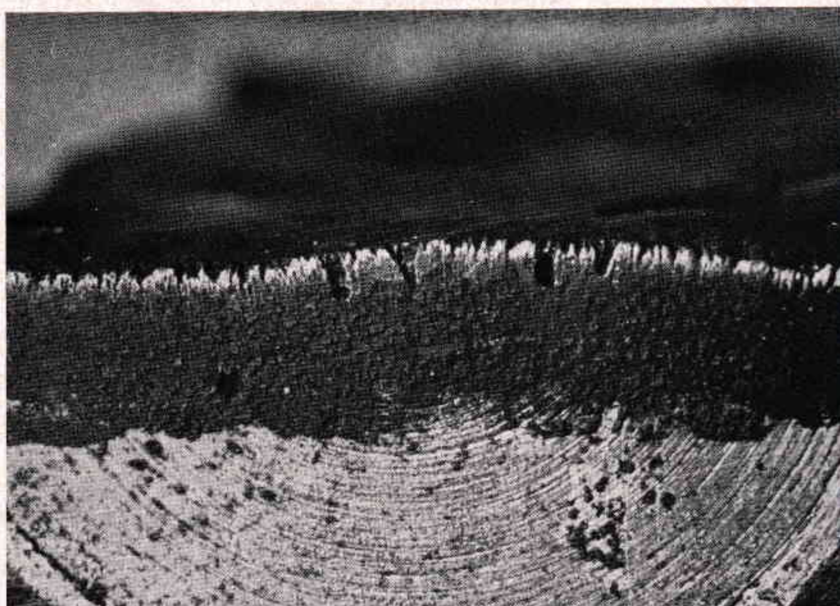


Fig. 5. – Secteur d'essai de la plaque tubulaire, arête d'entrée du canal à section rectangulaire

L'épaisseur du métal déposé par soudage est visible sous forme de couche d'oxyde sombre.

l'arête d'entrée vive. Une couche d'oxyde résistante, formée en cours de service, a empêché des attaques subséquentes.

Conclusions

Les essais ont montré qu'une érosion n'est pas à craindre pour les tubes de réchauffeurs et leurs extrémités d'amont à une vitesse jusqu'à 10 m/s, à condition que l'eau d'alimentation soit pure et exempte de O_2. Cependant, il faut s'attendre à trouver de l'érosion-corrosion aux arêtes vives, lorsque l'eau d'alimentation attaque chimiquement le matériau des tubes.

Afin d'éviter l'érosion-corrosion, il faut prendre les mesures suivantes:

A la construction, donner à toutes les pièces une forme favorable à l'écoulement et

en exploitation, procéder à la déminéralisation complète et au dégazage de l'eau d'alimentation, contrôler en permanence la qualité de l'eau et effectuer des dosages appropriés.

En conclusion, on peut constater que le chemin est libre pour l'application des vitesses de l'eau économiquement optimales dans les tubes des réchauffeurs et que les avantages qui en résultent peuvent être pleinement utilisés.

(tr.) WOLF-DIETRICH TREITINGER

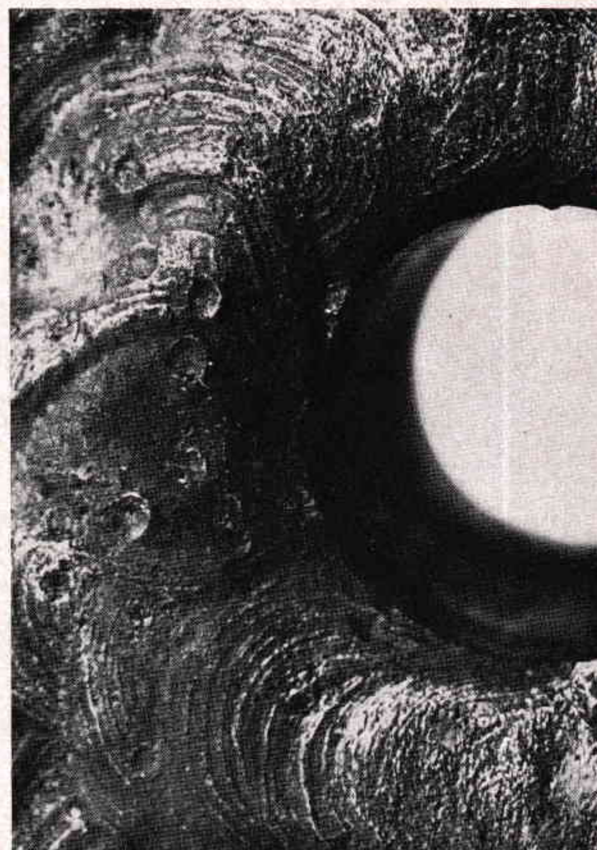


Fig. 6. – Tube essayé soudé dans la plaque tubulaire

Emploi des tubes en alliage de cuivre et de nickel dans les réchauffeurs d'eau d'alimentation à haute pression

621.187.14:669

Après un bref exposé de l'expérience acquise avec les alliages de cuivre-nickel utilisés dans la construction de tubes, l'auteur décrit en se basant sur des destructions de tubes survenues dans des centrales, une forme de corrosion jusqu'ici inconnue. Une étude statistique conduit à la détermination des principaux facteurs qui entraînent ce genre de destructions. Ces résultats permettent de choisir le matériau des tubes adéquat.

Expérience acquise avec les alliages de cuivre-nickel

On a utilisé pendant plusieurs décennies le cuivre-nickel comme matériau des tubes de réchauffeurs à cause de sa bonne conductibilité thermique et de sa bonne résistance à la corrosion. De plus, les alliages de cuivre-nickel offrent à des températures élevées (200 °C et plus) une résistance suffisante aux fortes pressions de l'eau d'alimentation. Pour des raisons économiques, on a choisi en général la variante Cu-Ni 80/20 (environ 80% Cu et 20% Ni). Un autre avantage consistait en ce que ce matériau permet le mandrinage facile des tubes dans les plaques tubulaires.

Entre-temps, de nombreuses publications sur la formation de flocons d'oxyde de Cu-Ni ont paru (exfoliation) [1][1]. Cette attaque du Cu-Ni a été observée avant tout dans des centrales qui avaient assuré un service de pointe, c'est-à-dire lorsque les installations subissaient de fréquents arrêts et remises en marche. Le matériau s'oxydait fortement en forme d'écailles, jusqu'à ce que l'épaisseur subsistante des tubes de réchauffeurs ne resistât plus à la pression de l'eau d'alimentation et que le tube éclatât. On a trouvé que la présence d'oxygène, de vapeur d'eau et d'eau, était nécessaire pour que de telles destructions puissent avoir lieu. On a trouvé aussi que l'alliage Cu-Ni 70/30 est le plus sensible à ces phénomènes d'oxydation; les alliages 80/20 et 90/10 sont plus favorables, tandis que l'alliage monel est meilleur. Nous avons reconnu assez tôt les problèmes d'oxydation et appliqué avec succès des mesures adéquates dans la construction et dans l'exploitation. Pratiquement aucun phénomène d'oxydation n'a été observé. Toutefois, des destructions se sont produites assez récemment dans des tubes en Cu-Ni, et qui à l'époque paraissaient nouvelles et inconnues. Nous allons exposer dans cet article des résultats d'exploitation et les conclusions que l'on peut en tirer. L'article suivant décrit les essais de laboratoire et leurs résultats.

Destruction des alliages de Cu-Ni par des fissures

Dans différents cas, des manques d'étanchéité dus à des fissures se sont produits sur les tubes en Cu-Ni des réchauffeurs après quelques mois de service. Le matériau utilisé avait les propriétés indiquées dans le tableau ci-contre.

Un exemple typique d'avarie est présenté sur la figure 1. Tout d'abord une fissure a commencé du côté vapeur et s'est étendue principalement le long d'une génératrice du tube. Cette fissure a affaibli si fortement le tube qu'il a éclaté sous la pression de l'eau d'alimentation. La figure 2 montre une micrographie de l'extrémité de la fissure. On voit très nettement le parcours intercristallin de la fissure. On a pu déceler aussi la présence de cuivre dans différentes fissures. Il semble donc certain qu'une action électrolytique a contribué à la destruction. La présence d'eau est manifestement nécessaire à la formation de telles fissures.

Les fissures étaient toutes sensiblement parallèles à l'axe du tube, donc perpendiculaires à la contrainte de traction maximale due à la pression de l'eau d'ali-

[1] Nombres entre crochets, voir la bibliographie, p. 702.

Valeurs d'analyse en %		Propriétés mécaniques	
Cu	79 à 81	limite d'al-	
Ni	19 à 21	longement	≦18 kg/mm²
Fe	0,4 à 1,0	allongement	≧35 %
Mn	0,5 à 1,5		
Pb	< 0,05		
S	< 0,06		
Impuretés	< 0,4		

mentation, et se trouvaient dans des régions du faisceau de tubes qui n'étaient pas spécialement soumises à des vitesses de vapeur élevées. On n'a pas constaté de traces de chocs à la surface extérieure des tubes passant à travers les plaques d'appui. Ces faits permettent de conclure qu'en aucune façon la vibration des tubes n'était la cause de la destruction, puisque les fissures dues aux vibrations sont toujours perpendiculaires à l'axe du tube.

Les résultats d'exploitation de près de 60 installations de réchauffeurs ont été examinés. On a constaté que les tubes en Cu-Ni ne permettent un service sûr, que si les contraintes de traction et les températures du matériau ne dépassaient pas certaines limites. A une contrainte de traction déterminée est liée une température admissible bien déterminée. Comme il faut s'y attendre, la température admissible baisse si la contrainte augmente. D'autre part, des calculs portant sur l'économie ou une normalisation font que les caractéristiques de la vapeur vive et la puissance de la centrale dépendent les unes des autres et que par suite la pression de l'eau d'alimentation et la température finale du réchauffage sont en général liées l'une à l'autre. On choisit des températures de réchauffage finales élevées pour des pressions élevées de l'eau d'alimentation, en d'autres termes, les contraintes augmentent en même temps que la température du matériau des tubes, à moins qu'on ne choisisse des épaisseurs de tubes plus grandes. Ces deux assujettissements – température admissible en fonction de la contrainte à la traction et température finale du réchauffage, économiquement optimale, en fonction de la pression de l'eau d'alimentation – entraînent, pour les applications actuelles, une marge relativement étroite pour les contraintes et les températures maximales admissibles pour les tubes Cu-Ni. Ceci a probablement conduit certains auteurs à admettre que la température seule fixait la limite. Il est cependant essentiel de connaître l'état de choses réel, afin de pouvoir choisir le matériau approprié pour les applications spéciales. C'est, par exemple, le cas quand il s'agit de réchauffeurs se trouvant entre deux pompes d'alimentation [2] ou de réchauffeurs pour centrales nucléaires.

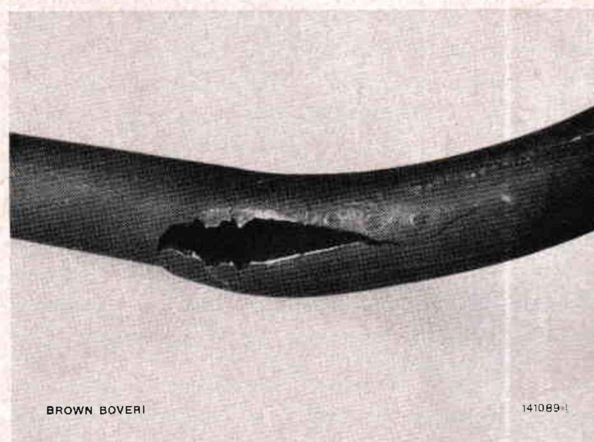


Fig. 1. – Formation de fissures dans un tube de réchauffeur en Cu-Ni 80/20

Une analyse statistique appliquée aux différents étages de réchauffage et aux surfaces partielles, à l'intérieur d'un appareil, a montré que les conditions suivantes provoquent ou favorisent la destruction des éléments concernés:

les contraintes à la traction
la présence d'eau
une atmosphère de vapeur
la présence d'oxygène
la température.

Plusieurs fabricants de tubes renommés ont fourni le matériel aussi bien pour les nombreuses installations couronnées de succès que pour celles dans les-

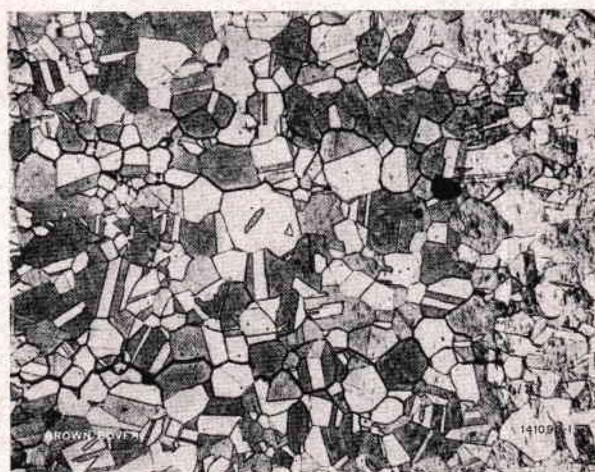


Fig. 2. – Micrographie montrant le parcours de la fissure intercristalline

Grossissement: 150 ×

quelles il y a eu des avaries. Contrairement aux constatations faites sur les tubes de laiton [3], il semble que le comportement du Cu-Ni, en ce qui concerne la corrosion, ou l'oxydation sous tension mécanique, ne soit pas influencé par le procédé de fabrication, ou que cette influence soit faible.

Un contrôle dans les installations, où l'on a trouvé des tubes détruits par fissurage, n'a révélé aucun état anormal de l'eau d'alimentation. Seule une teneur en cuivre légèrement supérieure dans l'eau condensée des réchauffeurs à haute pression a indiqué que des corrosions avaient eu lieu.

Conclusions

La présence d'oxygène n'étant exclue dans aucune installation, en particulier, si l'installation a un service intermittent, on arrive à la conclusion que l'alliage Cu-Ni ne peut être choisi comme matériau de tubes dans les réchauffeurs à haute pression, que pour les installations avec des pressions et des températures modérées, car les contraintes dans les tubes de réchauffeurs sont en général plus faibles quand la pression est basse, et les attaques chimiques sont plus lentes ou même inexistantes à basse température. Aux pressions et températures modérées, le Cu-Ni offre les avantages connus d'une bonne conductibilité thermique, d'une grande résistance à la corrosion, à condition, toutefois, que les gaz non condensables soient convenablement éliminés, de façon à empêcher la formation de flocons d'oxyde.

Les trois matériaux suivants sont disponibles pour les installations avec pression de l'eau d'alimentation et température élevées:

- acier non ou très peu allié
- acier inoxydable
- alliages Ni-Cu (type 70% Ni, 30% Cu).

L'acier au carbone et l'acier au molybdène légèrement allié, utilisé à cause de sa meilleure soudabilité, sont d'excellents matériaux pour la fabrication des tubes de réchauffeurs. Ils ne posent aucun problème de résistance mécanique. La conductibilité thermique, inférieure à celle des alliages Cu-Ni, n'a pas grande importance quand il s'agit de tubes minces, de faible diamètre, utilisés dans nos réchauffeurs à haute pression. Le prix avantageux de ces aciers est toutefois compensé par la nécessité de protéger les tubes contre la rouille, qui se produit pendant les arrêts prolongés de l'installation. Cette protection peut s'obtenir par des moyens simples et efficaces.

L'acier inoxydable est très cher et possède une conductibilité encore plus mauvaise. C'est pourquoi on l'utilise rarement dans la construction des réchauffeurs.

Les tubes en Cu-Ni permettent une exploitation sûre; les essais de laboratoire et la grande expérience acquise en service confirment cette affirmation. La fixation simple des tubes dans les plaques tubulaires par mandrinage est avantageuse. Le prix relativement élevé et surtout le fait que la teneur en cuivre de l'eau d'alimentation est plus grande qu'avec les tubes d'acier, sont les inconvénients de ce matériau.

Il va de soi que le choix du matériau des tubes ne dépend pas uniquement de sa résistance à la corrosion, mais aussi des problèmes de fixation, d'étanchéité, d'érosion. Toutes ces questions sont traitées séparément dans les différents articles de ce numéro.

(tr.) GUSTAV BAUMANN

Bibliographie

[1] B.E. HOPKINSON: Copper-Nickel alloys for feedwater heater service. *Am. Soc. Mech. Engrs*, publication n° 62-WA-294. T.E. EVANS: Oxidation of copper-nickel alloys in steam oxygen mixtures. *Nature*, vol. 196 (1962), 13 oct., p. 164.

[2] F. GIGER: Le fractionnement des pompes alimentaires. *Rev. Brown Boveri*, t. 49 (1962), n° 7/8, p. 306 à 311.

[3] G. BAUMANN: Destruction de tubes de laiton par corrosion sous tension mécanique. *Rev. Brown Boveri*, t. 49 (1962), n° 7/8, p. 323 à 328.

Influence de la pression partielle de l'oxygène sur le processus de la corrosion des alliages cuivre–nickel, en présence de soude caustique

669.35'24:620.193.4

Après quelques mois de service, on a constaté sur des tubes en cuivre–nickel (80% Cu, 20% Ni), montés dans des réchauffeurs d'eau d'alimentation, des fissures qu'il faut attribuer à la corrosion sous contrainte mécanique.

Il a été possible de reproduire, au laboratoire, des corrosions du même genre, par des conditions d'essai spéciales. Nous avons trouvé que les alliages cuivre–nickel accusaient une forte sensibilité à la corrosion fissurante lorsque la température d'une atmosphère de vapeur d'eau est élevée, avec faible pression partielle de l'oxygène et en présence de soude caustique.

Cette sensibilité diminue aux pressions partielles d'oxygène plus élevées; il se forme alors des couches régulières qui s'écaillent. Ces alliages ne sont pas attaqués à très faibles pressions partielles de l'oxygène.

Objet de l'étude

On a mentionné, dans l'article précédent, la destruction de tubes cuivre–nickel par oxydation superficielle. Un phénomène moins connu est l'attaque intercristalline d'alliages cuivre–nickel, qui se produit souvent dans des réchauffeurs en liaison avec une sorte de corrosion sous contrainte mécanique. La description de ce phénomène est l'objet de cet article.

Les figures 1 et 2 montrent quelques dommages typiques de tubes cuivre–nickel (80% Cu et 20% Ni) après quelques mois de service. Les réchauffeurs en question étaient chauffés par de la vapeur à 20 bars et à environ 400 °C. L'eau d'alimentation à l'intérieur des tubes avait, à 250 bars, une température d'environ 250 °C.

L'attaque présente une certaine analogie avec la dézincification connue du laiton, en ce que l'élément plus noble, le cuivre, est précipité par la dissolution de l'alliage de cuivre–nickel et on reconnaît les places attaquées à leur couleur rougeâtre. Ces zones s'étendent sur une longueur de tube assez grande et ne sont certainement pas un effet des plaques de support.

Nous avons trouvé toujours sous ces précipitations de cuivre, des zones accusant une forte corrosion intercristalline qui, en présence de tensions mécaniques suffisamment élevées, se transforment en une sorte de corrosion fissurante.

Ce genre d'attaque n'a été constaté que du côté vapeur. A l'intérieur des tubes, du côté eau, cette attaque n'était que très faible et superficielle. Nous avons constaté, après démontage, que des traces de soude caustique étaient le seul agent corrosif.

Recherches effectuées

Les buts fixés étaient les suivants:

- détermination des facteurs qui provoquent, en service, la forte corrosion intercristalline constatée,

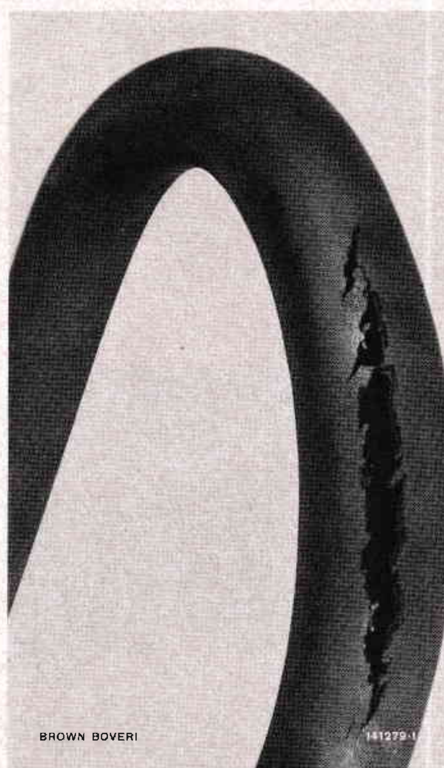


Fig. 1. – Fissure dans un coude d'un tube en cuivre–nickel 80/20 après 6 mois de service. La fissure est intercristalline et présente une forte précipitation du cuivre



Fig. 2. – Vue d'un début de corrosion, avec précipitation du cuivre dans un tube cuivre–nickel 80/20 après deux mois de service

De grandes zones avec précipitation de cuivre accusent déjà des fissures longitudinales.

– détermination des alliages cuivre–nickel qui se comportent le mieux sous ces conditions de forte corrosion.

Les essais ont été effectués sur des tubes du commerce de 15 mm de diamètre extérieur et de 1,5 mm d'épaisseur, dont la composition chimique est donnée au tableau de la page 706. Tous les essais ont été faits à 375 °C avec du NaOH à 95 % (reste: eau) comme agent corrosif pendant une durée de 1000 heures.

Comme nous pensions que l'oxygène avait de l'influence sur la vitesse et la nature de la corrosion, nous avons effectué les essais avec une pression partielle de l'oxygène «très faible», deux «moyennes» et une «élevée». La pression partielle de l'oxygène fut obtenue: à pression partielle faible par addition d'hydrate d'hydrazine (env. 1 %) à l'agent corrosif; à pression moyenne par addition d'une pastille d'un mélange de Cu_2O et Cu ou de CuO et Cu_2O en poudre; à pression élevée par essai à l'air libre.

Les pressions partielles de l'oxygène «moyennes» correspondaient à celles qui règnent dans les réchauffeurs avariés en service, car nous avons chaque fois trouvé, sur les tubes, des dépôts de Cu et de Cu_2O ou de Cu_2 et de CuO.

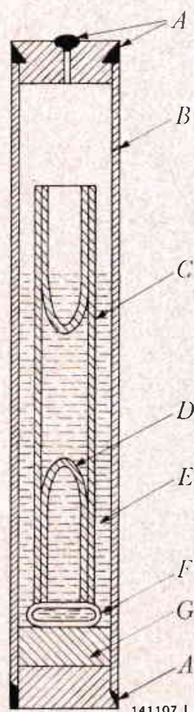


Fig. 3. – Structure du dispositif d'essai utilisé

A = cordon de soudure
B = tube d'acier 18/8
C = tube Cu–Ni
D = éprouvette en Cu–Ni
E = électrolyte
F = pièce d'écartement
G = pastille d'oxyde de cuivre

Procédé expérimental

Nous avons placé dans un récipient en acier 18/8 un morceau d'environ 15 cm du tube de type à essayer avec deux pièces de la même nuance pliées en U et maintenues sous tension (fig. 3). L'agent corrosif NaOH remplissait les $^2/_3$ du récipient. Les pastilles d'oxyde de cuivre, au fond du tube d'acier vertical étaient séparées des éprouvettes. Nous avons introduit la solution d'hydrazine peu avant le soudage de fermeture du récipient.

Ce n'est que pour l'essai à pression partielle «élevée» qu'on n'a pas soudé hermétiquement le récipient, de façon à permettre à l'oxygène atmosphérique de pénétrer librement jusqu'à l'éprouvette.

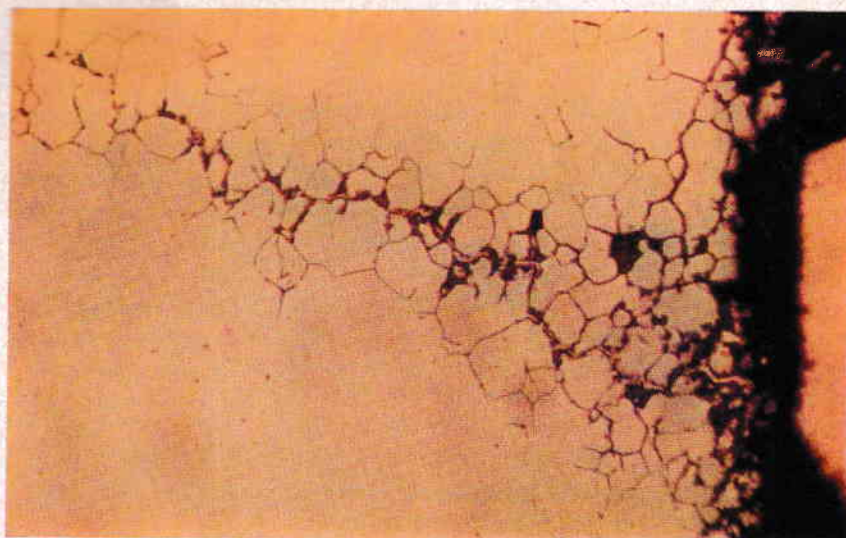


Fig. 4. – Coupe d'une éprouvette en Cu–Ni sous contrainte mécanique, après 1000 heures d'essai, sous une pression partielle d'oxygène correspondant à Cu–Cu_2O–CuO

La fissure intercristalline est pleine de cuivre.

Grossissement: 100 ×

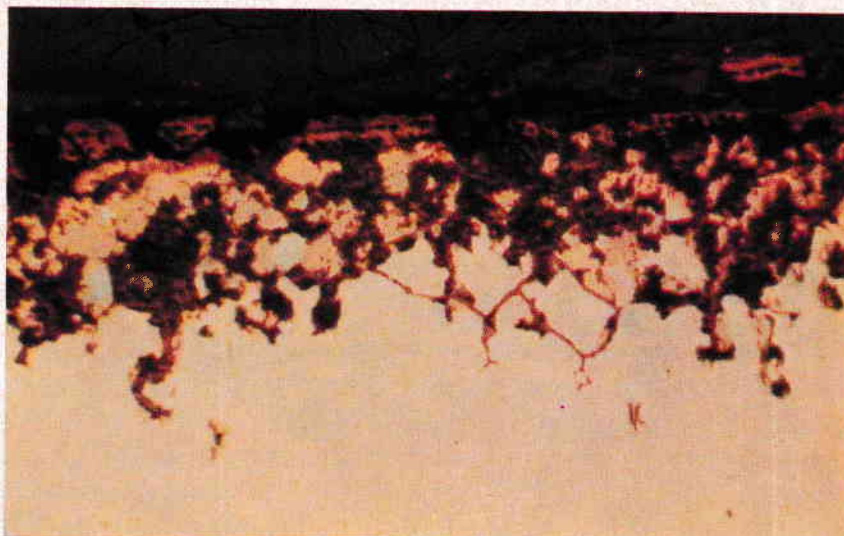


Fig. 5. – Coupe d'une éprouvette en Cu–Ni 80/20 sous contrainte mécanique, après 1000 heures d'essai, avec une pression partielle d'oxygène correspondant à Cu_2O–CuO

Pénétration intercristalline de la corrosion et forte précipitation de cuivre sur les limites du grain, toutefois sans formation de fissure.

Grossissement: 100 ×



Fig. 6. – Coupe d'une éprouvette en Cu–Ni 80/20 sous contrainte mécanique, après 1000 heures d'essai. Forte oxydation superficielle. Pas d'attaque sur les limites du grain

Grossissement: 100 ×

Résultats des essais

Essais sous pression partielle de l'oxygène extrêmement basse, correspondant à une addition d'hydrazine

On n'a constaté d'attaque corrosive sur aucun des alliages exposés. Les éprouvettes pliées étaient aussi restées intactes après 1000 heures d'essai.

Comme l'ammoniac est l'un des produits de décomposition de l'hydrazine, ceci montre, qu'en l'absence d'oxygène, l'ammoniac n'exerce aucune action sur les alliages de cuivre–nickel.

Essais sous basse pression partielle de l'oxygène, correspondant à une addition de Cu et de Cu_2O

Cette pression partielle devrait correspondre à ce qui se passe dans les réchauffeurs d'eau d'alimentation en service continu. Toutes les éprouvettes montraient après démontage une teinte brunâtre. Les alliages 70/30 et 80/20 de cuivre–nickel sous contrainte s'étaient rompus pendant la période d'essai de 1000 heures. La surface de ces éprouvettes accusait des précipitations de cuivre et une forte corrosion intercristalline. Le genre d'attaque était semblable à celui des tubes avariés en service (fig. 3).

Composition chimique des alliages examinés

Matériau cuivre–nickel	Cu %	Ni %	Fe %	Mn %
90/10	87,4	10,3	1,7	0,7
80/20	77,6	20,4	0,6	0,7
70/30	63,0	30,2	5,5	0,5
(monel) 30/70	30,6	67,7	0,5	1,0

Les autres alliages n'accusèrent aucune corrosion sous contrainte mécanique. De même, les éprouvettes avec 10, 20 et 30 % de nickel étaient attaquées sur une profondeur de 0,06 à 0,1 mm le long de la limite des cristaux. Nous avons constaté, sur ces limites, de fortes précipitations de cuivre. L'alliage avec 70 % de nickel (monel) montrait une attaque semblable, mais limitée à une profondeur de 0,01 mm environ.

Pression partielle d'oxygène moyenne, correspondant à une addition de Cu_2O et de CuO

Avec cet agent corrosif, seul l'alliage 70/30 cuivre–nickel a accusé de la corrosion sous contrainte. Le genre de corrosion était semblable à celui décrit dans le paragraphe précédent. Les limites des cristaux étaient de nouveau attaquées sélectivement dans tous les alliages; une forte précipitation du cuivre était apparue à la surface (fig. 4). L'oxydation superficielle était, par rapport à la pression partielle de l'oxygène plus élevée, plus marquée et produisait un dépôt d'oxyde régulier et bien adhérent. La diminution de l'épaisseur des parois était ici aussi plus grande qu'avec les pressions partielles faibles.

Pression partielle de l'oxygène élevée, essais à l'air libre

Aucun des alliages examinés n'a manifesté de prédisposition à la corrosion fissurante; d'autre part, aucune attaque intercristalline (fig. 5) n'a pratiquement été constatée.

L'alliage cuivre–nickel 70/30 a montré la plus forte perte due à l'oxydation, suivi par l'alliage 80/20. Les pertes étaient plus faibles aussi bien pour les teneurs en nickel plus élevées que plus faibles. Le meilleur comportement a été celui du monel (30/70).

Conclusions

L'examen a montré que les alliages cuivre–nickel peuvent, à haute température, être très sensibles à la corrosion fissurante, en présence de soude caustique, et avec des pressions partielles de l'oxygène modérées, c'est-à-dire sous les conditions qui peuvent se présenter en service pour des réchauffeurs d'eau d'alimentation. Les alliages avec 70 % ou 80 % de cuivre sont les plus sensibles. On n'a pas observé de corrosion fissurante sous contrainte mécanique avec des teneurs en nickel plus élevées ou plus basses.

Il est de plus remarquable que ce type de corrosion ne se manifeste que sous certaines pressions partielles «moyennes» de l'oxygène. Alors qu'il ne se produit aucune corrosion en l'absence d'oxygène, une corrosion régulière des tubes a lieu sous des pressions partielles élevées («exfoliation»).

(tr.)

GUY FABER et
GAVIN ARTHUR JOYNT

Conditionnement de l'eau d'alimentation par injection d'hydrazine dans la vapeur de la turbine

621.187.128

On conditionne l'eau et la vapeur d'une centrale thermique pour réduire au maximum la destruction des matériaux causée par la corrosion. Un bon dégazage physique et chimique ainsi qu'une alcalinisation permettent de diminuer l'agressivité de l'eau et de la vapeur. L'injection d'hydrazine dans la turbine permet d'obtenir une protection efficace de l'acier non allié ainsi que du laiton des tubes du condenseur.

Utilisation de l'hydrazine dans les centrales thermiques

L'hydrazine (N_2H_4) est une base très faible ayant un point d'ébullition de 113,5 °C. C'est aussi un réducteur très puissant que l'on emploie depuis 20 ans environ pour l'élimination de l'oxygène résiduel contenu dans l'eau d'alimentation.

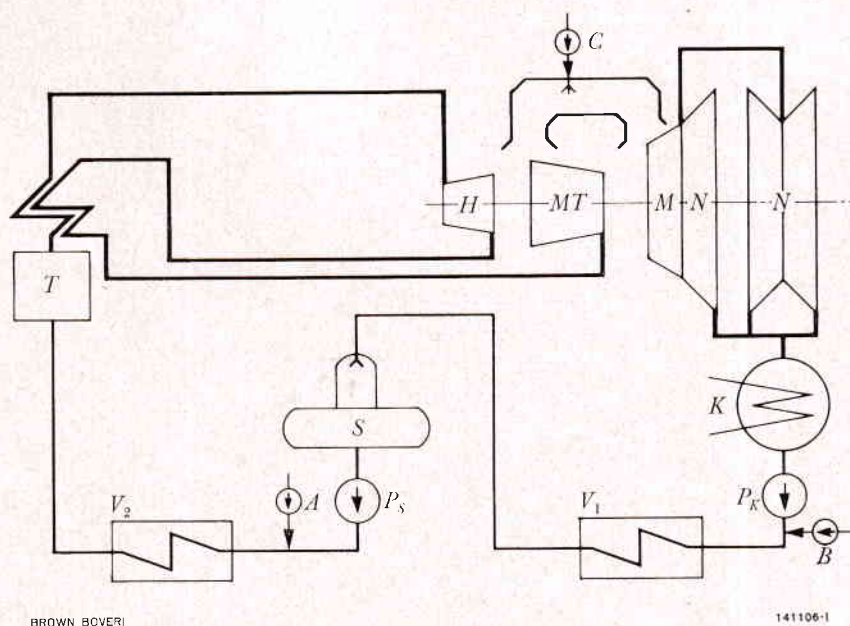
A l'origine, on injectait l'hydrazine dans l'eau d'alimentation après le dégazeur (voir schéma, point *A*). Depuis quelques années, il est devenu courant d'injecter la solution diluée d'hydrazine après la pompe d'extraction (point *B* du schéma) de manière à exploiter les propriétés inhibitrices de l'hydrazine au profit de la protection des réchauffeurs BP côté eau.

Une partie de l'hydrazine réagit avec l'oxygène résiduel de l'eau tandis que l'excès se vaporise dans la chaudière et est décomposé sous l'effet de la température dans le surchauffeur; ce qui produit de l'ammoniac, de l'azote et de l'hydrogène. L'ammoniac formé de cette façon traverse la turbine et se mélange au condensat. La présence simultanée d'ammoniac et d'oxygène dans le condensat présente cependant un danger pour les éléments en alliages cuivreux du condenseur. Le laiton peut même être attaqué par corrosion sous contrainte dans laquelle le cation $[Cu(NH_3)_4]^{++}$ semble jouer le rôle d'agent de corrosion.

On a cependant constaté que l'hydrazine a la propriété d'inhiber l'attaque des métaux cuivreux

Points d'injection d'hydrazine possibles

A, B, C = points d'injection
H = turbine à haute pression
MT = turbine à moyenne pression après le resurchauffeur
M = turbine à moyenne pression
N = turbine à basse pression
K = condenseur
P_K = pompe d'extraction
P_S = pompe d'alimentation
S = bâche alimentaire
T = chaudière
V_1 = réchauffeur basse pression
V_2 = réchauffeur haute pression



par l'oxygène et l'ammoniac et que cette protection est aussi valable dans le cas de la corrosion sous contrainte du laiton. Pour cette raison, depuis 1963, la Société Brown Boveri n'introduit plus l'hydrazine nécessaire au conditionnement de l'eau d'alimentation après le condenseur mais injecte une solution d'hydrazine directement dans la vapeur de la turbine (voir schéma, point *C*) à une température comprise entre 150° et 350 °C de façon à éviter une corrosion due à l'attaque de l'ammoniac et de l'oxygène.

Description du procédé

Pour profiter des propriétés inhibitrices de l'hydrazine, il est nécessaire d'obtenir un mélange parfait entre la vapeur de la turbine et la solution d'hydrazine. Ceci signifie, par exemple, que pour une machine de 150 MW, on doit mélanger chaque heure 300 tonnes de vapeur avec 15 litres d'une solution à environ 0,5% d'hydrazine. Cette solution est injectée à l'aide de tuyères dans les tuyauteries de liaison entre les corps MPT et MP, au moyen d'une pompe d'injection travaillant jusqu'à 200 bars.

L'hydrazine injectée à cet endroit se mélange aussi bien au condensat du condenseur qu'à celui des réchauffeurs BP. Si l'on injectait par contre l'hydrazine entre les cylindres MP et BP, elle ne passerait que dans le condenseur et ne se mélangerait qu'à environ $^2/_3$ de la quantité totale du condensat. L'utilisation d'une seule tuyère par tuyauterie de liaison permet un bon mélange de la vapeur et de l'hydrazine, étant donné, d'une part, le faible diamètre des tuyauteries de liaison à l'endroit choisi pour l'injection et, d'autre part, le fait que le jet d'hydrazine n'est pas trop fortement dévié par un flux de vapeur de densité relativement faible.

Il est important que l'orifice de la tuyère soit légèrement proéminent par rapport à la surface interne de la tuyauterie de façon à ce que le jet d'hydrazine entre en contact avec la veine de vapeur et ne soit pas absorbé par la couche limite.

Comme la température de la vapeur au point d'injection est de 350 °C, on aurait pu s'attendre à une certaine décomposition thermique de l'hydrazine. En fait, cette décomposition n'est pas décelable, car, grâce à la détente et au refroidissement rapides de la vapeur dans la turbine, le temps disponible pour une décomposition est trop bref. L'injection de l'hydrazine à une température inférieure dans la turbine est évidemment possible à condition de choisir un endroit où règne un degré de surchauffe suffisant pour permettre la formation d'une phase gazeuse homogène.

Résultats pratiques

Avant l'injection dans la vapeur de la turbine, le condensat d'une machine de 150 MW présentait la composition moyenne suivante:

pH	NH_3	Cu^{++}
8,5	0,2 ppm	0,015 ppm

Après l'injection de l'hydrazine dans la vapeur, on a mesuré la composition suivante:

pH	NH_3	N_2H_4	Cu^{++}
9,2	0,5 ppm	0,15 ppm	0,001 à 0,002 ppm

Bien que la concentration en ammoniac ait augmenté, la concentration en cuivre du condensat a baissé remarquablement. Ceci montre que l'hydrazine est bien répartie dans le condenseur et que les zones fortement attaquées d'habitude, comme les réfrigérants d'air, sont protégées efficacement par l'hydrazine.

Application du procédé

L'injection d'hydrazine dans la vapeur de la turbine a comme conséquence une élévation de la concentration en ammoniac et du pH dans le circuit entier. De cette manière, on satisfait aux exigences de la plupart des constructeurs de chaudières qui désirent une eau de chaudière ayant un pH élevé (> 9). Un pH élevé (> 9,5) est aussi considéré comme favorable pour la protection des réchauffeurs HP équipés de tubes en acier au carbone[1], bien que quelques spécialistes estiment qu'il est possible d'obtenir une bonne protection de l'acier en eau neutre pour autant que les conditions d'écoulement soient bonnes[2].

L'injection d'hydrazine dans la turbine offre des avantages pour les centrales équipées de chaudières ne pouvant pas être conditionnées au moyen d'alcalis solides (par exemple les chaudières à circulation forcée). Actuellement, de nombreuses chaudières à circulation naturelle ou assistée ne peuvent pas être conditionnées au moyen d'un hydroxyde alcalin ou d'un phosphate, soit parce que ces substances se vaporisent avec la vapeur à haute pression et par conséquent compromettent sa pureté, soit parce qu'elles précipitent dynamiquement à charge élevée (hide-

[1] K.S. Brundige, H. Phillip, E.J. Galvanek, E.J. Lachner: Innovations in Carbon-Steel Tubed Heater-Design, Fabrication, and Operation. *ASME-Paper* 66-WA/PWR-6.

[2] R.K. Freier: *Industrie-Anzeiger*. Vol. 86 (1964), n° 86, p. 1767 à 1771.

out ou séquestration des sels). Ce phénomène, causé par un taux calorifique élevé de la surface de l'échangeur de chaleur, peut être observé par exemple dans les évaporateurs de centrales atomiques dont les réacteurs sont refroidis par un gaz sous pression.

L'injection d'hydrazine dans la vapeur d'une turbine est en principe applicable à la majorité des centrales thermiques. Elle est cependant peu rentable pour les circuits dans lesquels la totalité du condensat est purifiée en continu dans des échangeurs d'ions. Dans ce cas, l'hydrazine injectée dans la turbine est séparée par l'échangeur cationique pour n'être libérée qu'à la fin du cycle de travail de l'échangeur. Des essais de laboratoire ont démontré que l'hydrazine est extraite de l'eau par des échangeurs cationiques en forme H^+ aussi bien qu'en forme NH_4^+.

Dans ce cas, on est alors contraint d'introduire l'hydrazine nécessaire au dégazage chimique de l'eau d'alimentation en aval de l'installation de désionisation du condensat. Si cela s'avérait nécessaire à la protection du condenseur, on pourrait procéder à une injection d'hydrazine supplémentaire dans la vapeur de la turbine.

MAURICE BODMER

Caractéristiques économiques des diverses conceptions de tubes à ailettes

621.643-408.8.003

Après la description des formes usuelles d'ailettes, des indications sont données sur la manière de comparer judicieusement différentes formes d'ailette, afin de déterminer leur valeur économique. Le tube à ailettes circulaires utilisé aujourd'hui par la Société Brown Boveri est comparé à plusieurs autres tubes à ailettes connus. On constate que la solution tube cylindrique–ailettes circulaires n'est pas seulement celle qui est la plus favorable du point de vue de la fabrication, de l'encrassement, de la corrosion et du nettoyage, mais aussi celle qui est la meilleure économiquement. Pour un emploi universel, il ne vaut donc pas la peine de chercher des constructions compliquées.

Introduction et considérations générales

Il existe, en dehors des simples tubes à ailettes circulaires, de nombreuses autres constructions, dont l'exécution paraît parfois très coûteuse. Dans certains cas particuliers, elles donnent satisfaction. Les éléments des échangeurs de chaleur devraient, d'autre part, se prêter à des usages aussi variés que possible. Ceci implique un procédé de fabrication simple, donc bon marché, et une construction, qui, sous un faible encombrement et avec une bonne conductibilité thermique, permette une faible perte de charge.

Les éléments des échangeurs doivent répondre encore à d'autres exigences: faible tendance à l'encrassement, à la corrosion et aux vibrations ainsi que facilité de nettoyage des parties internes et externes des tubes.

Dans le présent article, on compare les différentes formes de tube à celle plus ou moins classique comportant des ailettes circulaires.

Aperçu sur les constructions connues

Tube cylindrique avec ailettes circulaires ou longitudinales ou avec clous

Le tube cylindrique avec ailettes circulaires représente la manière la plus répandue d'augmenter la surface d'échange. On trouve sur le marché des tubes dont les caractéristiques géométriques (diamètre du tube, hauteur de l'ailette et écartement des ailettes) varient dans de larges limites. Les procédés de fabrication sont nombreux; les plus importants sont les suivants:

- enroulement hélicoïdal du ruban constituant l'ailette sur le tube et simultanément
  - son brasage ou son soudage
  - son encastrement dans une rainure préparée d'avance
- formage des ailettes dans la matière d'un tube à paroi épaisse.

Tous les matériaux entrant en considération, tels que l'acier, le cuivre, le laiton, le cuivre au nickel et l'aluminium peuvent être utilisés dans les deux procédés susmentionnés. Pour les chaudières, on augmente la surface d'échange des tubes cylindriques en soudant des mamelons ou des clous, qui peuvent être ronds ou ovales, ou en utilisant des ailettes longitudinales.

Tubes ovales avec ailettes ovales ou rectangulaires

Les tubes ovales avec ailettes ovales ou rectangulaires ont été utilisés dans le dessein de diminuer les pertes de charge. On a toutefois constaté un affaiblissement de la transmission de chaleur par rapport aux tubes cylindriques comparables, inconvénient auquel on a cherché à parer au moyen de dispositifs générateurs de tourbillons. Cette mesure fait de nouveau augmenter la perte de charge, de sorte qu'il ne reste que peu de chose de l'avantage recherché.

Tubes reliés entre eux par des plaques transversales

Une autre possibilité consiste à relier entre eux par des plaques des tubes ronds ou ovales en formant ainsi de petits faisceaux, qui peuvent à leur tour être assemblés en unités plus grandes. On peut utiliser des plaques lisses, ondulées ou perforées.

Eléments compacts

Les échangeurs de ce groupe se distinguent par leur encombrement très faible. Une construction de ce genre est représentée sur le tableau I (type 4).

Disposition des tubes

Une question de première importance est de savoir comment disposer les tubes dans le faisceau. Un examen approfondi de H. Brauer [1][1] a montré que pour les associations tube cylindrique–ailettes circulaires, tube cylindrique–ailettes en étoile, tube ovale–ailettes ovales et tube ovale–ailettes rectangulaires la disposition en quinconce est plus avantageuse que la disposition en files. L'augmentation de la perte de charge dans la disposition en quinconce est plus que compensée par l'amélioration de la transmission de chaleur.

Représentation des mesures

On peut représenter les résultats d'essais sur la transmission de chaleur et sur la perte de charge

- par des représentations séparées de grandeurs caractéristiques non dimensionnelles ou
- par la représentation d'un coefficient caractérisant la transmission de chaleur et la perte de charge.

Pour établir les équations non dimensionnelles,

$$\mathrm{Nu} = c_1 \, \mathrm{Re}^m \, \mathrm{Pr}^{1/3}$$

$$\zeta = c_2 \, \mathrm{Re}^{-q} = \frac{2 \, \Delta p}{\varrho w^2 z}$$

il est nécessaire de définir la vitesse et la longueur de référence. En ce qui concerne la vitesse, on convient, en général, de choisir celle mesurée dans la plus petite section de passage. Le choix de la grandeur de référence est plus difficile [6, 7]. Une grandeur qui représente bien les dimensions d'un tube à ailettes est le diamètre de la surface circulaire équivalente:

$$d_F = d \, \frac{A}{A_K}$$

Ce diamètre ne tient malheureusement pas compte de l'influence de l'écartement des tubes dans le faisceau. Un diamètre hydraulique utilisé par Kays et London [4], à savoir:

$$d_h = \frac{4 f z t_l}{A}$$

[1] Nombres entre crochets, voir la bibliographie, p. 715

semble mieux convenir sous ce rapport. Une possibilité de juger un tube de manière erronée subsiste toutefois en raison du seul fait de ne pas avoir considéré comme il fallait une variable importante.

Pour juger un élément d'échangeur, il est nécessaire de combiner la transmission de chaleur avec la perte de charge. Niehus [5] a proposé en 1941 déjà un coefficient d'efficacité combinant ces deux facteurs. Le coefficient de Glaser [2] convient toutefois mieux pour les surfaces comportant des ailettes, car il ne demande pas qu'on fixe une grandeur de référence. Ce coefficient est:

$$\varepsilon = \frac{Q}{P} = \frac{\alpha A \Delta T}{w \Delta p f}$$

La puissance calorifique Q d'un échangeur de chaleur donné est ainsi liée à la consommation d'énergie du gaz caloporteur. Si l'on choisit arbitrairement des valeurs $Q = 1000$ kcal/h et $\Delta T = 1$ °C, on peut reporter la surface nécessaire et l'encombrement volumétrique en fonction du coefficient d'efficacité ε.

Comparaison des divers types d'ailettes dans la représentation de Glaser

La surface d'échange et l'encombrement volumétrique des types mentionnés dans le tableau I sont représentés sur les figures 1 et 2. Ces figures permettent de trouver, pour chaque coefficient ε, c'est-à-dire pour des conditions énergétiques déterminées, les surfaces et les encombrements des différents types et d'en choisir les plus favorables. En tenant compte du prix de la surface d'échange et, si cela est nécessaire, d'un chiffre d'appréciation de l'encombrement, on pourra calculer le coût d'une certaine construction de tubes à ailettes.

Parmi les formes d'ailette considérées, la surface d'échange est minimale pour le couplage tube cylindrique–ailettes circulaires avec très petit diamètre du tube (type 1), tandis qu'elle est maximale pour le couplage tube cylindrique–plaque transversale (type 5). Dans ce dernier cas, elle est en moyenne d'environ 125 % plus grande que pour le type 1. Le supplément moyen de surface d'échange par rapport au type 1, calculé pour tout le domaine de variation de ε est:

pour le type 3 de 20 %
pour le type 4 de 25 %
pour le type 2 de 35 %
pour le type 7 de 42 %
pour le type 6 de 60 %

Si l'on considère sur la figure 2 le classement selon l'encombrement volumétrique, on constate que, mis à part les types 4 et 5, il n'y a pas de grands changements par rapport à la figure 1.

TABLEAU I

Type	Genre d'ailette	Représentation schématique	pas d'ailettes t mm	épaisseur de l'ailette δ mm	hauteur de l'ailette h mm	rapport de la hauteur à l'écartement des ailettes $\frac{h}{t-\delta}$	rapport du pas latéral au diamètre du tube $\frac{t_q}{d}$	rapport du pas longitudinal au diamètre du tube $\frac{t_l}{d}$	surface d'échange par mètre de tube A' m²/m	rapport de la section de passage minimale à la section frontale fe/S m²/m²	Matériau tube	Matériau ailette
1	tube cylindrique–ailette circulaire selon [4]		2,7	0,36	5,15	2,2	2,1	2,1	0,21	0,461	Cu	Cu
2	tube cylindrique–ailette circulaire selon nos propres résultats de mesures		2	0,3	7,5	4,4	1,67	1,46	0,79	0,344	laiton	Cu
3	tube cylindrique–plaque transversale selon [5]		3,3	0,42	—	—	2,24	2,62	0,99*	0,497	laiton	Cu
4	élément compact selon [5]		—	0,2	—	—	—	—	—	0,518	Cu	Cu

De plus, ont été pris en considération:
type 5 tubes cylindriques disposés en files avec ailettes longitudinales
type 6 tubes cylindriques disposés en files avec plaques transversales
type 7 tubes ovales disposés en quinconce avec ailettes rectangulaires

* Pour les tubes à plaques transversales, il s'agit de la surface d'échange que l'on obtiendrait en découpant 1 m de tube selon le rectangle de côtés t_q et t_l indiqué en trait interrompu sur le schéma du type 4.

Le supplément moyen d'encombrement, par rapport au type 1, représentatif de tout le domaine de variation de ε est:

pour le type 3 de 25 %
pour le type 2 de 35 %
pour le type 7 de 40 %
pour le type 5 de 42 %
pour le type 6 de 87 %
pour le type 4 de 130 %

Il est absolument nécessaire de tenir compte de l'encombrement, car dans la plupart des applications, les dimensions d'un échangeur de chaleur sont soumises à des restrictions. En d'autres termes, on ne peut juger définitivement la valeur d'un type d'ailette qu'après avoir considéré en même temps aussi bien la surface nécessaire et l'encombrement que la puissance consommée pour contrebalancer les pertes d'écoulement. C'est la confrontation de ces facteurs, qui permet d'optimaliser, c'est-à-dire d'obtenir la solution la plus économique.

Optimalisation d'un échangeur de chaleur

Dans la pratique, les échangeurs de chaleur sont souvent incorporés dans le bâti des machines. Le volume disponible est très précieux et une modification des dimensions d'un échangeur entraîne des frais plus ou moins élevés.

Pour les types donnés de tubes à ailettes, une optimalisation comportant une pénalisation sévère de l'encombrement a été exécutée. On a tenu compte du prix Y_M de la machine qui dépend des dimensions de l'échangeur, du prix de l'échangeur lui-même Y_K et de la puissance capitalisée $(a+b)\,P$ du compresseur:

$$M = Y_M + Y_K + (a+b)\,P$$

Les caractéristiques d'entrée du gaz caloporteur et la puissance utile de la machine étaient données. Dans l'équation des dépenses ci-dessus sont contenus implicitement la surface d'échange A, la surface frontale S et le rapport H/b de la hauteur à la largeur de l'échangeur, en tant que variables indépendantes dont il faut déterminer les valeurs optimales. On trouve ces valeurs dans le tableau II, qui indique aussi les augmentations ou diminutions des dépenses totales, pour les types examinés, par rapport aux dépenses totales pour le type 2.

La figure 3 montre de plus la modification des dépenses et la figure 4 la modification de la puissance du compresseur, en fonction de la surface frontale, pour les valeurs trouvées de A_{opt} et $(H/b)_{opt}$. Dans les deux figures les valeurs représentées sont rapportées aux valeurs optimales du type 2, afin de rendre facilement visible les améliorations ou dégradations par rapport au tube à ailettes circulaires du type 2.

Comme on le voit, seules les dépenses du type 1 sont plus petites que celles du type 2 dans un domaine étendu de S. Le type 1 est également un tube à ailettes circulaires; ses dimensions diffèrent toutefois fortement de celles du type 2, en particulier en ce qui concerne le diamètre du tube.

On peut regretter que les optimums des types 1 et 2 correspondent à des valeurs de S qui ne sont quelquefois réalisables techniquement.

Sur la figure 4, on voit que les minimums des dépenses totales, indiqués par de petits cercles, correspondent pour tous les types examinés à des valeurs de S plus petites que celles trouvées pour les frais d'exploitation minimaux. L'optimalisation sans pénalisation de l'encombrement excessif donne un classement semblable à celui de l'optimalisation décrite. Les tubes à ailettes circulaires profitent dans une mesure particulièrement grande de la suppression des restrictions d'encombrement, ce qui augmente encore l'avantage qu'ils présentent par rapport à d'autres types de tube.

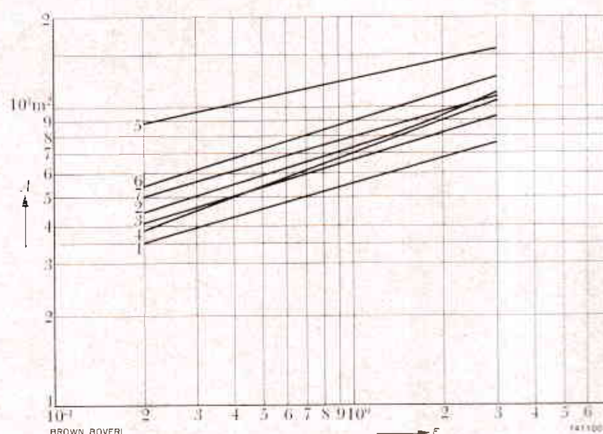


Fig. 1. – Surface nécessaire A pour divers types d'ailettes en fonction du coefficient d'efficacité ε de Glaser [2]
Désignation des types selon le tableau I

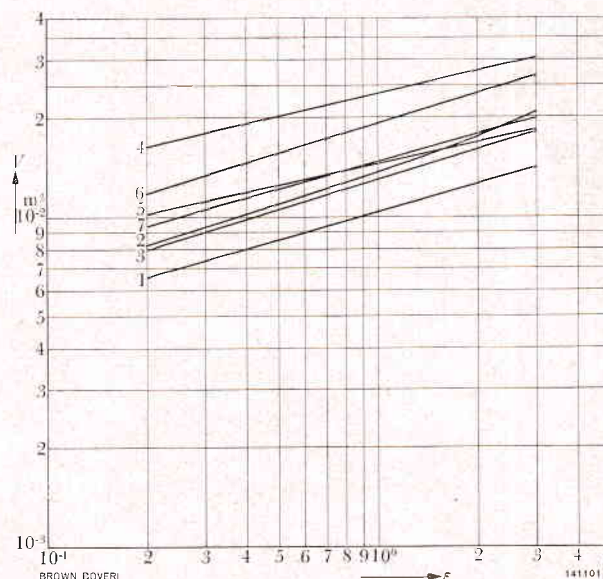


Fig. 2. – Encombrement volumétrique V pour divers types d'ailettes en fonction du coefficient d'efficacité ε de Glaser [2]
Désignation des types selon tableau I

Conclusion

La comparaison des différents types d'ailette au moyen de la représentation de Glaser, aussi bien que la comparaison faite dans les conditions particu-

TABLEAU II

Type	A_{opt}	$(H/b)_{opt}$	S_{opt}	Augmentation des dépenses pour les conditions optimales	Diminution des dépenses pour les conditions optimales
	m²		m²	%	%
1	170	2	1,2	—	0,12
2	230	4	1,23	0	0
3	230	2	1,04	0,25	—
4	140	4	0,7	0,85	—
5	330	3	1,47	1,47	—
6	250	4	1,22	0,72	—
7	210	6	1,09	0,37	—

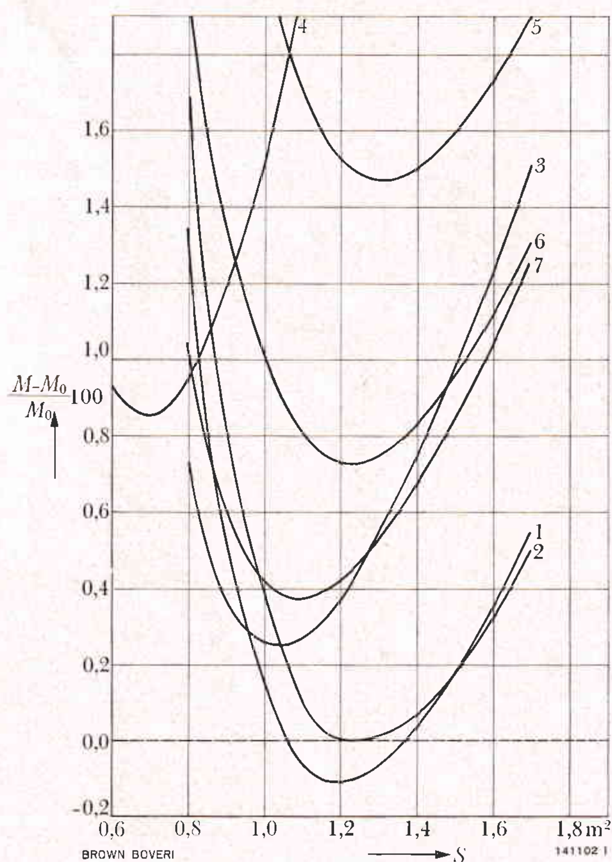


Fig. 3. – Modification des dépenses totales $\frac{M-M_0}{M_0}$ *en fonction de la surface frontale S de l'échangeur incorporé, pour la machine examinée*

Référence: dépenses M_0 pour l'utilisation optimale de l'échangeur du type 2.
A_{opt} et $(H/b)_{opt}$ selon tableau II.
Désignation des types selon tableau I.

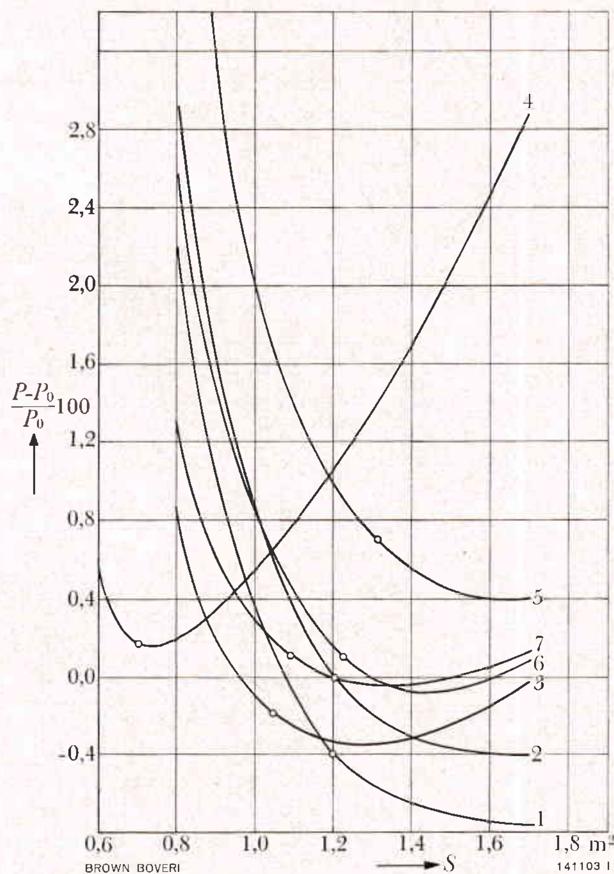


Fig. 4. – Modification de la puissance $\frac{P-P_0}{P_0}$ *en fonction de la surface frontale S de l'échangeur incorporé pour la machine examinée*

Référence: puissance d'entraînement P_0 pour l'utilisation optimale de l'échangeur du type 2.
○ indication du minimum des dépenses totales.
A_{opt} et $(H/b)_{opt}$ selon tableau II.
Désignation des types selon tableau I.

lièrement sévères de l'optimalisation d'un échangeur de chaleur avec forte pénalisation de l'encombrement ont montré que le tube cylindrique à ailettes circulaires est supérieur à tous les autres. Il est d'ailleurs possible, tout en restant fidèle à ce type de tube, d'améliorer encore les performances en choisissant habilement les paramètres géométriques.

(tr.) ULRICH SCHMIECHEN

Liste des symboles

$(a+b)$	facteurs d'équivalence puissance–capital
b	largeur de l'échangeur de chaleur
c_1, c_2	constantes
d	diamètre du tube
d_F	diamètre de la surface circulaire équivalente
d_h	diamètre hydraulique
f	section de passage minimale
h	hauteur de l'ailette
m	exposant du nombre de Reynolds
Δp	perte de charge totale
q	exposant du nombre de Reynolds
t	pas des tubes
t_l	pas longitudinal
t_q	pas transversal
w	vitesse du fluide
z	nombre de rangées de tubes
A	surface d'échange de la chaleur
A'	surface d'échange de la chaleur par mètre de tube
A_K	surface du tube sans ailettes
H	hauteur de l'échangeur
M	dépenses
M_0	valeur de référence des dépenses
Nu	nombre de Nusselt
P	puissance d'entraînement
P_0	valeur de référence de la puissance
Pr	nombre de Prandtl
Q	puissance calorifique de l'échangeur
Re	nombre de Reynolds
S	surface frontale
T	différence de température entre le gaz et la paroi du tube
V	encombrement volumétrique
Y_K	prix de l'échangeur
Y_M	prix de la machine
α	coefficient d'échange de chaleur
δ	épaisseur de l'ailette
ε	coefficient de valorisation de Glaser
ζ	coefficient de pertes de charge
ϱ	masse volumique du gaz

Bibliographie

[1] H. BRAUER: Spiralrippenrohre für Querstromwärmeaustauscher. *Mannesmann*-Forschungshefte 124/1961.

[2] H. GLASER: Bewertung von Wärmeaustauschsystemen mit Hilfe einer Leistungsziffer. *Angew. Chem.*, vol. 20 (1948), p. 129.

[3] D.L. KATZ et H. YOUNG: Correlation of Heat Transfer and Pressure Drop for Air Flowing across Banks of Finned Tubes. University of Michigan, Project M 592.

[4] W.M. KAYS et A.L. LONDON: Compact Heat Exchangers. McGraw Hill Book Co., New York 1958.

[5] K. NIEHUS: Sur le calcul des échangeurs de chaleur. *Rev. Brown Boveri*, t. 28 (1941), n° 8/9, p. 228 à 232.

[6] TH.E. SCHMIDT: Der Wärmeübergang an Rippenrohren und die Berechnung von Rohrbündel-Wärmeaustauschern. *Kältetechnik*, vol. 15 (1963), n° 4, p. 98 à 102, et n° 12, p. 370 à 378.

[7] F. SCHULENBERG: Wahl der Bezugslänge zur Darstellung von Wärmeübergang und Druckverlust in Wärmeaustauschern. *Chem.-Ing.-Tech.*, vol. 37 (1965), n° 8, p. 799 à 803.

Evolution de la construction des fondations destinées aux groupes turbo-alternateurs Brown Boveri

621.165:621.313.322-218.2

L'article donne un aperçu de l'évolution des fondations pour les groupes turbo-alternateurs Brown Boveri. La construction des fondations de turbogroupes est un domaine particulier du génie civil. Elle dépend beaucoup des exigences des constructeurs de machines en ce qui concerne une marche du turbogroupe exempte de vibrations et la possibilité de disposer suffisamment de place pour les auxiliaires sous la table des fondations. C'est pourquoi l'évolution des fondations est étroitement liée à celle des turbogroupes; elle découle de l'augmentation de la puissance des machines et de l'apparition de la resurchauffe. Les premières turbines furent montées sur des fondations massives en béton, dimensionnées de manière purement statique, qui nous paraissent primitives aujourd'hui. Les grands turbogroupes modernes sont montés sur des fondations en béton armé ou en acier, constituant des charpentes élancées, exactement calculées de point de vue statique et dynamique. Cette évolution est le résultat d'une collaboration étroite entre ingénieurs civils et mécaniciens, collaboration qui a permis de mettre au point des directives pour le calcul des fondations.

Les premières fondations de turbines

Les premières turbines à la fin du siècle dernier et au début de celui-ci étaient montées sur des fondations dites à joues. Comme le montre la figure 1, ils se composaient de deux murs parallèles en pierre de taille, plus tard en béton, supportant des poutres transversales. Plus tard encore, la combinaison joues en béton-poutres de fer fut remplacée par une voûte en béton renforcée de fer [1, 2, 11][1].

A cette époque, on ne se demandait pas encore quel était le comportement des fondations pendant la marche de la machine, en ce qui concernait les vibrations. Le dimensionnement se basait uniquement sur des calculs statiques. Le gros désavantage des premières fondations était, pour le constructeur de la machine, le peu d'espace disponible entre les deux joues.

Evolution vers la forme classique table–piliers–semelle

La nécessité d'avoir de la place pour l'installation de condensation du turbogroupe obligea le constructeur de fondations à diviser les joues en plusieurs

[1] Nombres entre crochets, voir la bibliographie, p. 722.

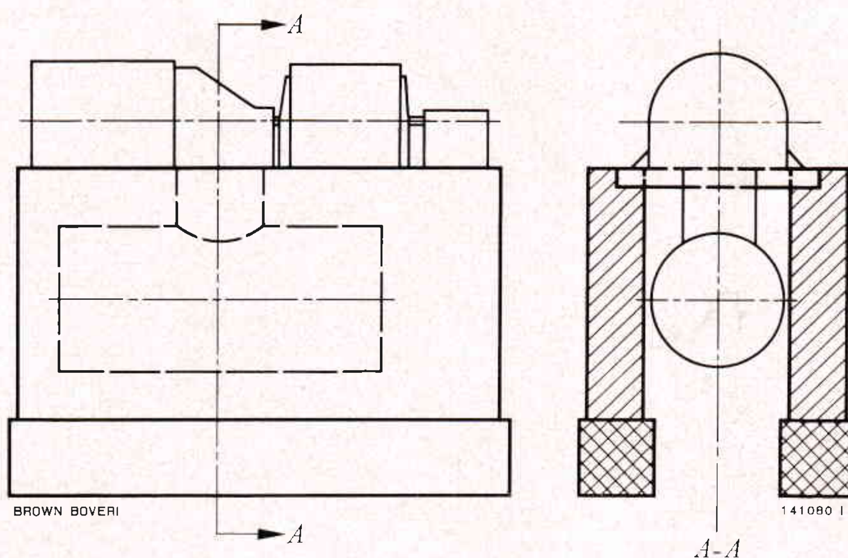


Fig. 1. – Principe des anciennes fondations à joues pour une turbine à condensation

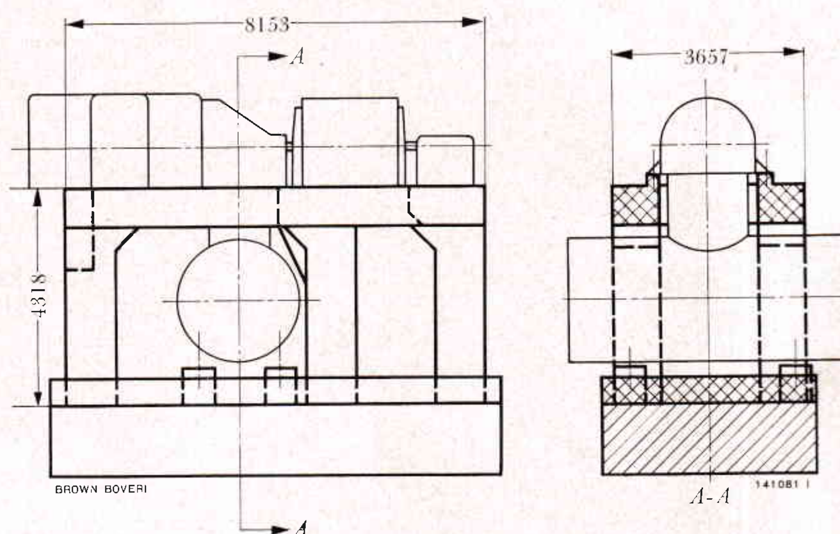


Fig. 2. – Turbine à condensation de 5 MW avec fondations en béton armé à fréquence propre de vibration élevée

piliers. Il en résulta la forme, en principe toujours utilisable, représentée sur la figure 2 [1, 12].

Sur une semelle rigide de béton, posée sur le sol, sont placés plusieurs cadres transversaux constitués par des piliers et des poutres transversales, les angles de ces cadres étant reliés par des poutres longitudinales. Les piliers sont scellés dans la semelle. Les poutres longitudinales et transversales constituent une table rigide, sur laquelle est monté le turbogroupe. Le béton armé s'est imposé comme matériau de construction.

Jusque vers 1920, on calculait ces fondations d'une manière très simple: on ajoutait au poids propre et au poids de la machine un supplément trois à cinq fois plus grand que le poids de la machine, pour tenir compte des vibrations dans le sens vertical. On n'accordait pas alors une grande importance aux phénomènes de vibrations dans les fondations. Le danger de résonance n'était d'ailleurs pas très grand, car les fréquences propres des fondations (encore très massives), pour les vibrations verticales, étaient plus élevées, en général, que la fréquence de rotation de la machine.

Etablissement de directives de calcul

Malgré l'insensibilité relativement grande des anciennes fondations, il se produisait des perturbations qu'on ne pouvait plus combattre en augmentant les suppléments de poids. On savait qu'il s'agissait dans de tels cas de phénomènes de vibrations, qui se produisaient, sous l'influence de la machine, dans les fondations elles-mêmes. On ne savait toutefois pas bien comment maîtriser ces phénomènes, si bien que la construction des fondations restait une question d'intuition et d'expérience.

Vers 1920, divers spécialistes s'attaquèrent sérieusement au problème. Ils partirent du fait que des vibrations violentes ne peuvent se produire que si la fréquence de rotation de la machine coïncide avec la fréquence propre de vibration d'une partie quelconque des fondations. Ils ont supposé que les vibrations observées n'étaient autres que celles correspondant aux fréquences propres des cadres transversaux, composés de deux piliers et d'une poutre transversale, cadres qui sont le siège de vibrations fléchissantes verticales et horizontales. On calcule ces vibrations propres à partir des déformations élastiques des cadres transversaux à angles rigides, en tenant compte de la masse et de la rigidité des poutres longitudinales de liaison.

Des directives pour la construction des fondations de turbines à vapeur furent publiées pour la première fois en 1933. Leur but est l'application des connaissances acquises dans l'art de construire des fondations [1,13].

Passage aux fondations à basse fréquence propre de vibration

Les groupes turbo-alternateurs devenaient de plus en plus grand et exigeaient de plus en plus de place pour certaines parties de l'installation de condensation et de réchauffage de l'eau d'alimentation.

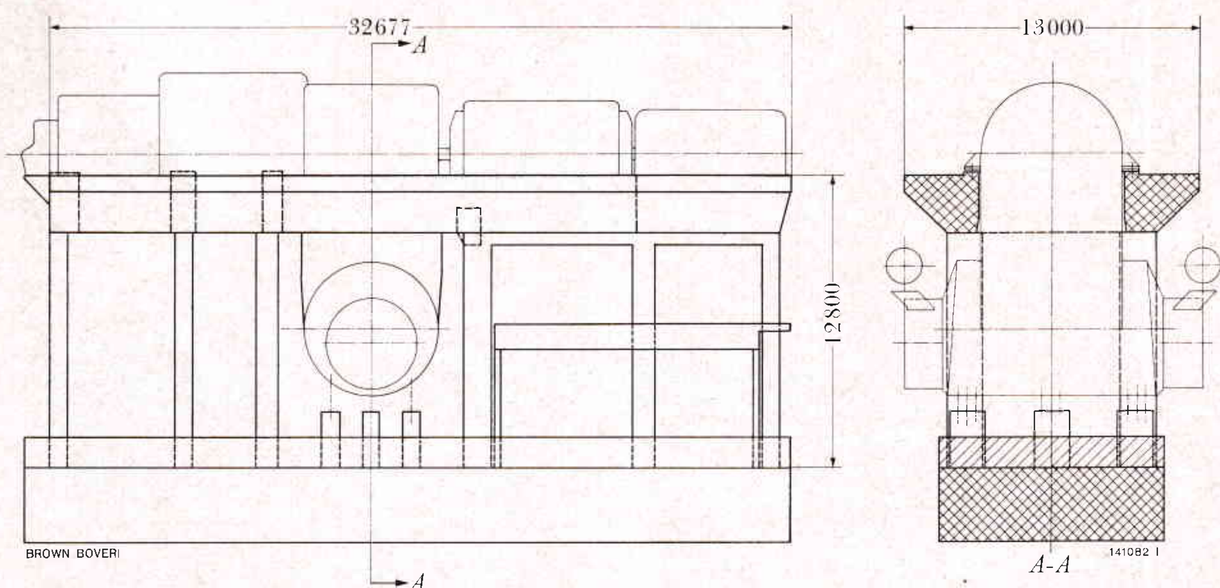


Fig. 3. – Turbine à condensation de 140 MW à resurchauffe pour la «Sydøstjællands Elektricitets A/S» à Haslev au Danemark avec fondations en acier à basse fréquence propre de vibration, montée en 1963 dans la centrale Stigsnæs

L'apparition de la resurchauffe augmenta encore le besoin de place du côté de la haute pression pour les conduites de vapeur vive et resurchauffée, pour les soupapes de modération, etc. Ces besoins obligèrent les constructeurs de fondations à amincir leurs charpentes. D'autre part, les connaissances sur les phénomènes de vibration s'étaient développées suffisamment pour qu'on pût admettre des piliers plus élastiques, c'est-à-dire des amplitudes de vibration plus grandes, ce qui avait pour effet de diminuer les forces dans les paliers de la machine. On en arriva aux basses fréquences propre de vibration des fondations, dont au moins la fréquence propre fondamentale de vibration verticale est inférieure à la fréquence de rotation de la machine [1, 2, 5]. Les matériaux utilisés sont le béton armé et l'acier sous forme de profilés ou de caissons soudés.

Les méthodes de calcul des fondations continuèrent de se développer et de s'améliorer. On accorda plus d'attention à certains facteurs d'insécurité, tels que les propriétés du sol, l'influence de la rigidité du bâti de la machine sur celle de la table, l'effet de couplage entre les fréquences propres de l'arbre et des fondations.

Les directives pour la construction des fondations de turbines à vapeur furent rééditées en 1955 sous la forme de la norme DIN 4024: «Stützkonstruktionen für rotierende Maschinen» [13]. La figure 3 montre les fondations à basse fréquence propre de vibration d'un turbogroupe de 140 MW construit en 1963.

Nouveaux développements dans la construction des fondations en béton armé

Nous décrirons maintenant quelques types de fondations utilisés par la Société Brown Boveri pour ses groupes turbo-alternateurs.

Fondations en Y

Les fondations en *Y* sont une création de la Société de Traction et d'Electricité (Belgique) [7]. La Société Brown Boveri utilisa cette construction pour la première fois en Belgique pour un turbogroupe de 115 MW. Elle a été utilisée depuis pour une série de turbogroupes ayant des puissances allant jusqu'à 250 MW (fig. 4).

Les fondations sont constituées par une semelle dans laquelle sont scellés quatre robustes piliers, se divisant chacun en deux branches, qui supportent ainsi la table en huit points. L'avantage de cette nouvelle construction était le gain considérable de place sous la partie basse pression de la turbine par rapport aux fondations utilisées jusqu'alors. Ceci permettait, comme le montre la figure 4, de placer sous la table non seulement des condenseurs toujours plus grands, mais aussi une partie du poste de réchauffage. Il en résultait finalement une salle des machines plus petite, des conduites plus courtes, ayant des pertes de charge moins grandes; les frais diminuaient d'une manière correspondante.

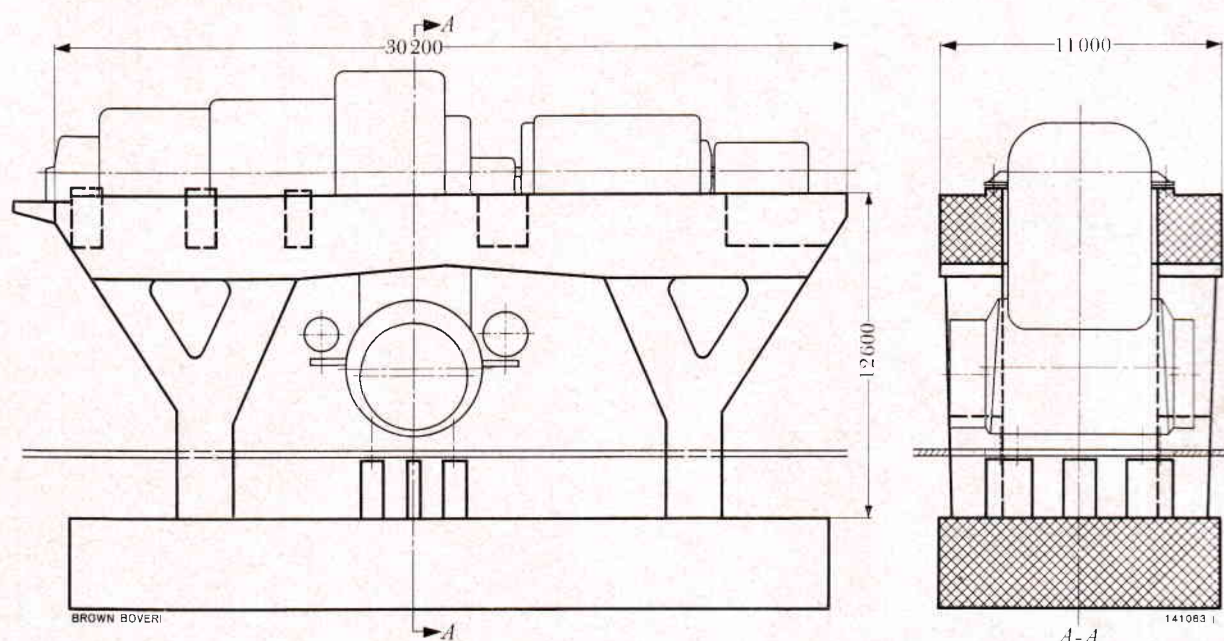


Fig. 4. – Turbine à condensation de 115 MW à resurchauffe pour les Sociétés Réunies d'Energie du Bassin de l'Escaut, Belgique, montée sur des fondations en Y en béton armé, dans la centrale de Mol (1959)

Fondations comportant des éléments élastiques

Selon ce principe, la table rigide est, soit, soutenue le long de ses bords longitudinaux par des ressorts, soit elle est suspendue à des ressorts. Ceux-ci sont placés sur des supports en béton fixés eux-mêmes sur des piliers. Les ressorts sont dimensionnés de telle façon, que la fréquence propre de vibration verticale du système soit de 300/min environ. Grâce à cette fréquence de vibration très basse, il n'y a plus de risques de résonance et pratiquement aucune sollicitation dynamique n'est transmise aux parties inférieures des fondations. Les piliers peuvent être amincis, car il ne sont sollicités que statiquement. On peut même utiliser à leur place les fondations du bâtiment, ce qui permet une économie de place supplémentaire et même une réduction des frais de construction du bâtiment, grâce à une certaine diminution de la largeur de la salle des machines. De plus, le sol n'étant plus soumis qu'à des charges purement statique, les pressions admissibles peuvent être utilisées entièrement. La Société Brown Boveri a utilisé ce principe de fondations en Italie pour le groupe turbo-alternateur de 80 MW de la centrale Fusina de la Società Alluminio Veneto p. A. à Porto Marghera. Dans cette centrale, la table est suspendue. Cette disposition présente par rapport à celle de la table posée l'avantage d'un accès plus facile. La figure 5 montre les fondations de cette installation.

Nouvelles fondations en béton armé pour turbogroupes de grande puissance [3]

En même temps que la puissance des turbines à vapeur augmentait, la partie basse pression et le condenseur devenaient de plus en plus grands. Les cinq doubles piliers des fondations à basse fréquence propre de vibration construites jusqu'alors ne laissaient plus suffisamment de place pour le condenseur. Même les constructions spéciales, telles que les fondations en Y ne suffisaient plus à satisfaire le besoin accru de place. On conserva donc pour les turbogroupes de grande puissance la construction initiale de la table reposant sur des piliers verticaux, mais on réduisit à quatre le nombre des doubles piliers. La portée des poutres longitudinales sous la partie basse pression de la turbine fut augmentée, par exemple jusqu'à 13 m pour un groupe de 320 MW. Ceci permit de loger sous la turbine aussi bien le poste de condensation que le poste de réchauffage basse pression de l'eau d'alimentation. En comparaison des fondations en Y, les conditions d'installation du côté de la turbine haute pression (conduites de vapeur vive et resurchauffée) et du côté de l'alternateur sont encore considérablement améliorées. La figure 6 montre des fondations de ce genre pour un turbogroupe de 320 MW et la figure 7 celles d'un des turbogroupes de 182 MW pour la centrale nucléaire de Beznau de la Société des Forces motrices du nord-est de la Suisse (NOK).

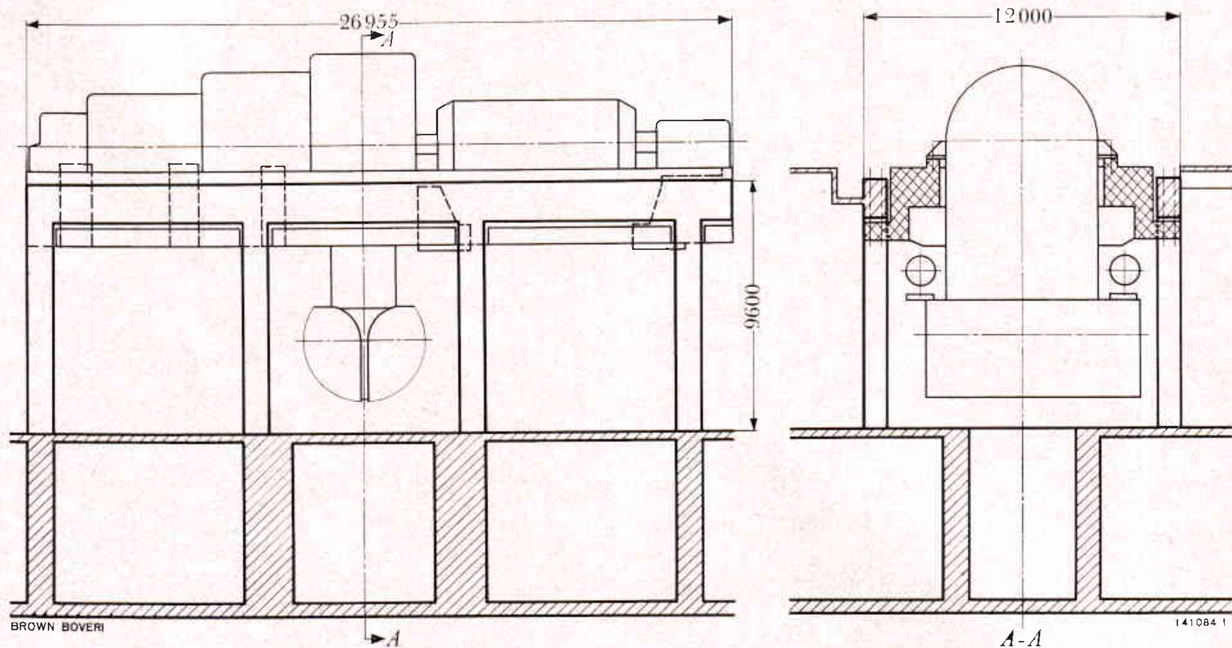


Fig. 5. – Turbine à condensation de 70 MV à resurchauffe pour la «Società Alluminio Veneto p. A.», Italie, montée sur une table en béton armé suspendue élastiquement (1962)

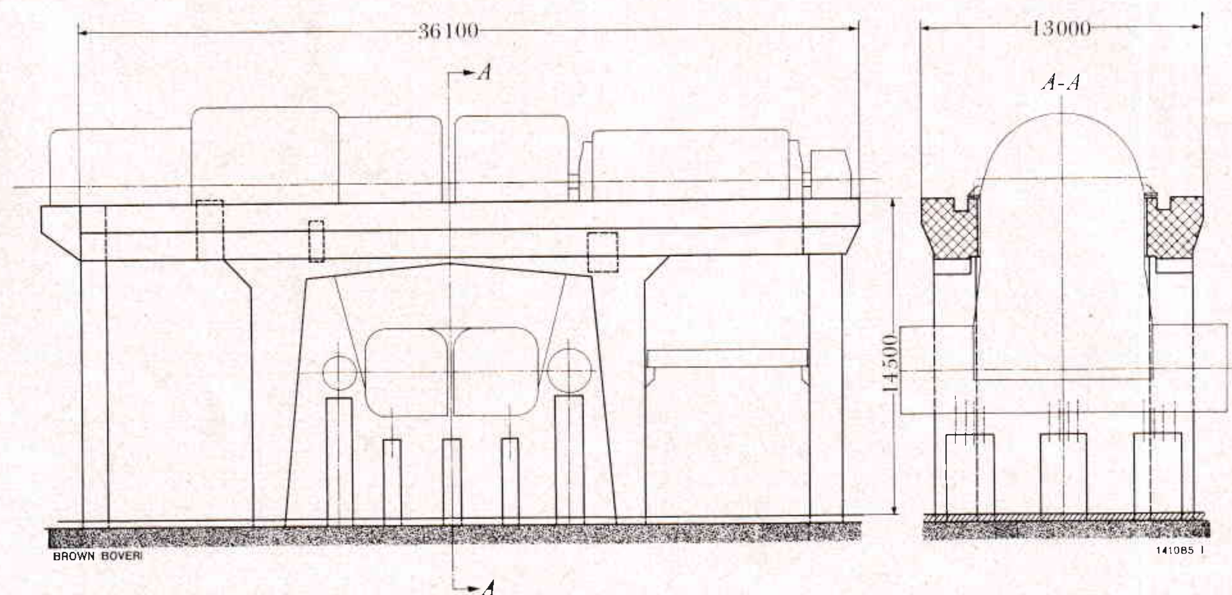


Fig. 6. – Turbine à condensation de 320 MW à resurchauffe pour la «Karlshamnsverkets Kraftgrupp AB», Suède, avec fondations en béton armé à basse fréquence propre de vibration, montée en 1966 dans la centrale de Karlshamn

Fondations en acier
[1, 4, 6, 8, 9, 10]

Ces fondations sont constituées par une semelle en béton armé, dans laquelle sont ancrés des piliers en acier supportant la table. Les premières fondations en acier apparurent vers 1930. L'argument décisif en faveur des nouvelles fondations fut le gain de place par rapport aux fondations en béton armé, qui étaient alors encore très massives. Depuis, les

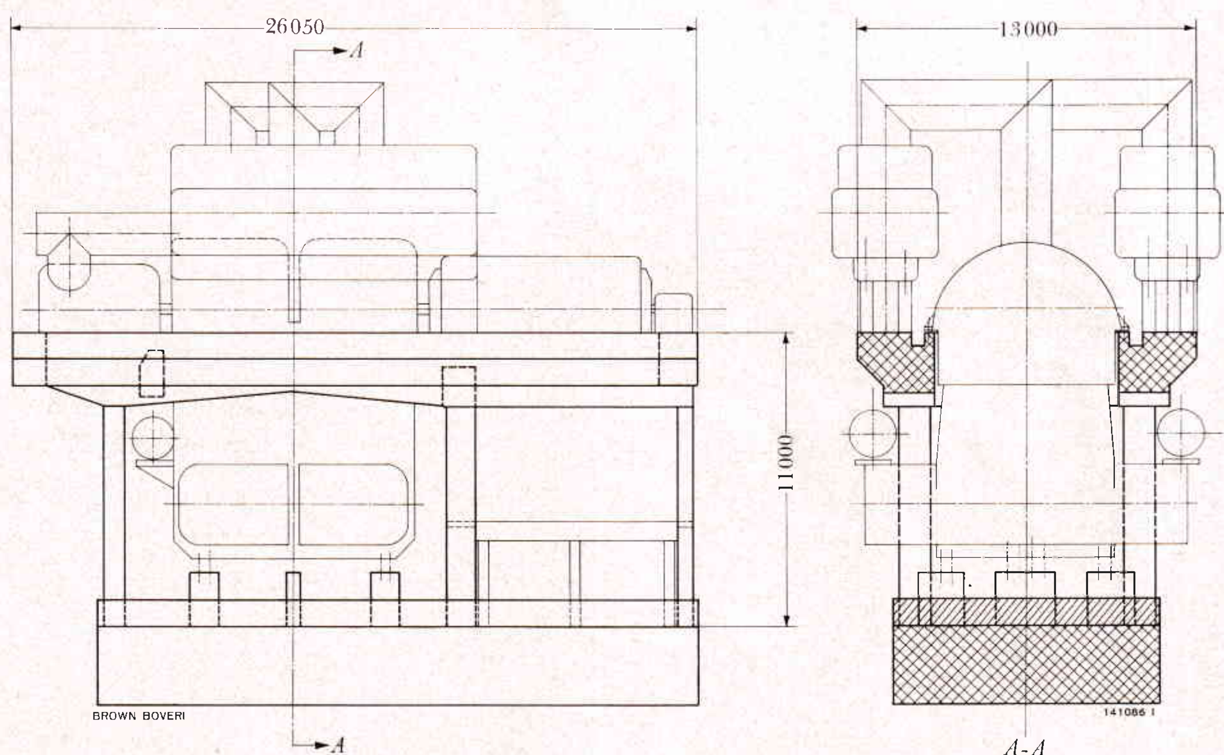


Fig. 7. – Turbine à condensation de 182 MW pour la centrale nucléaire de Beznau de la Société des Forces motrices du nord-est de la Suisse (NOK), Baden (Suisse), sur fondations en béton armé à fréquence propre de vibration (1966)

fondations en béton armé se sont amincies de plus en plus, de sorte que, du point de vue du volume occupé, les fondations en acier ne représentent plus d'avantage appréciable.

Pour les turbogroupes de faible puissance, la table et les piliers sont constitués par des profilés soudés entre eux. Pour les grandes machines, la table et les piliers sont formés de caissons assemblés. La Société Brown Boveri s'est toujours intéressée au développement des fondations en acier. La figure 8 représente des fondations en acier construites en 1963 pour un groupe turbo-alternateur de 220 MW destiné à la centrale Amer de la Provinciale Noordbrabantsche Electriciteits-Maatschappij, 's Hertogenbosch en Hollande. Les sept turbogroupes Brown Boveri de cette centrale totalisant une puissance de 856 MW sont montés sur des fondations en acier.

La figure 9 montre des fondations en acier telles que celles utilisées pour les petits groupes industriels de notre fabrication. Mentionnons, comme particularité intéressante, la combinaison de la plaque de base de la machine avec la table des fondations, celle-ci reposant élastiquement sur les piliers.

Si l'on compare les fondations en béton armé et les fondations en acier, des différents points de vue de l'encombrement, des propriétés dynamiques, de la sécurité du calcul, des frais et délais de construction, il est difficile de se prononcer pour l'une ou l'autre de ces constructions [1]. En général, c'est le maître de l'ouvrage qui choisit la solution qui tient le mieux compte des conditions locales. S'appuyant sur sa longue expérience notre maison est à même de conseiller ses clients à ce propos et de les renseigner de façon détaillée.

On continuera à bâtir aussi bien des fondations en acier que des fondations en béton armé. La puissance des turbogroupes augmentant de plus en plus, les exigences auxquelles devront répondre les constructeurs de fondations seront de plus en plus grandes. Les fondations ne deviendront guère plus hautes, mais les portées des poutres longitudinales augmenteront et il y aura moins de place disponible pour les poutres transversales. En d'autres termes, la masse des charpentes diminuera par rapport à celle des machines. En même temps, les différentes parties du système turbogroupe–fondations devien-

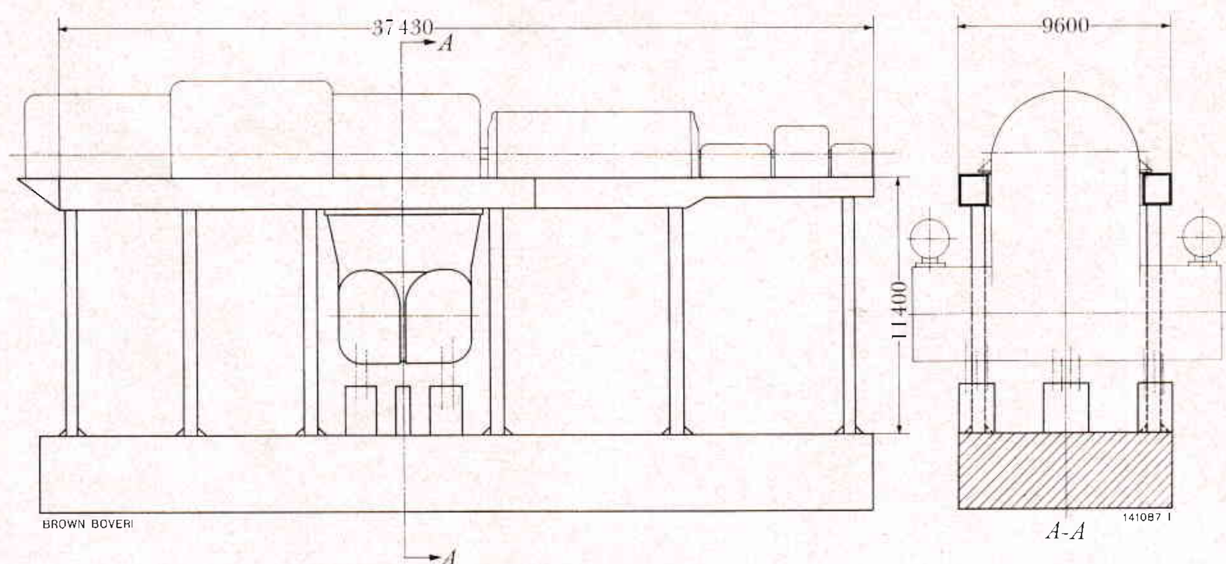


Fig. 8. – Turbine à condensation de 220 MW à resurchauffe pour la «Provinciale Noordbrabantsche Electriciteits-Maatschappij», Hollande, montée en 1963 sur fondations en acier

dront plus élastique. Cette évolution ne se fera pas sans soulever de nombreux problèmes. Pour les résoudre, les ingénieurs civils et mécaniciens devront collaborer étroitement. Des développements nouveaux et intéressants se dessinent, qui retiennent toute l'attention de la Société Brown Boveri; mentionnons, par exemple, la combinaison des fondations de la turbine avec l'enveloppe en béton armé du condenseur.

(tr.) Fritz Nobs

Bibliographie

[1] E. Rausch: Maschinenfundamente und andere dynamisch beanspruchte Baukonstruktionen. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf 1959.

[2] A. Major: Berechnung und Planung von Maschinen- und Turbinenfundamenten. VEB-Verlag für Bauwesen, Berlin 1961.

[3] M. Stotz: Maschinenfundamente in Stahlbeton. *Schweiz. Bauztg*, vol. 84 (1966), n° 36, p. 632 à 634.

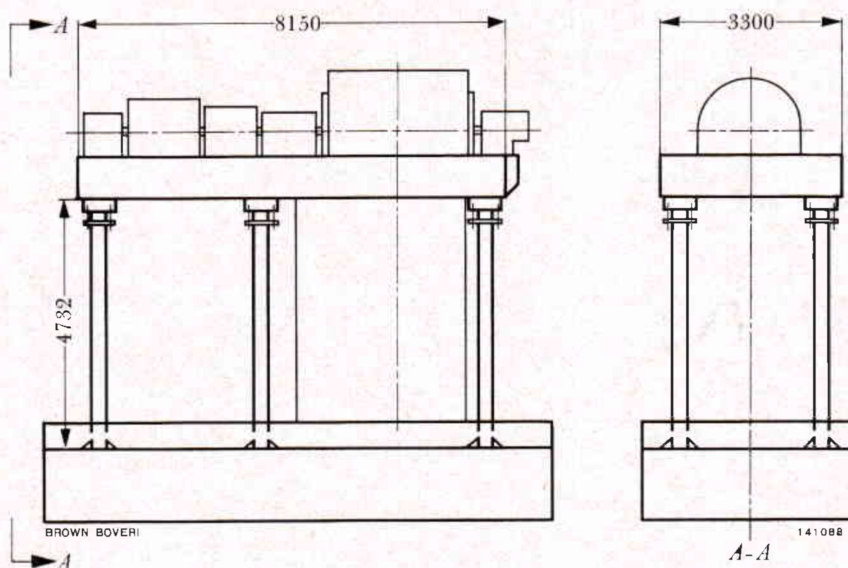


Fig. 9. – Turbine à contre-pression de 6,8 MW pour l'«International Combustion Ltd.», Angleterre, montée sur fondations en acier avec table sur ressorts (1966)

[4] M. MEISTER: Maschinenfundamente in Stahl. *Schweiz. Bauztg*, vol. 84 (1966), n° 36, p. 634 à 637.

[5] G. BERGSTRAESSER: Turbinenfundamente in Stahlbeton. *Beton und Stahlbetonbau*, vol. 56 (1961), n° 3, p. 62 à 67.

[6] K. SCHAEFF et H. KRIEB: Schwingungserscheinungen an Turbogeneratoren mit Stahlfundamenten. Parts I à III. VDI 100/101, 1958/1959, n° 36/4.

[7] J. SWINE: Nouveau type de fondation en béton pour tourbogroupes. Annales de l'institut technique des bâtiments et des travaux publics, n° 174, juin 1962, p. 521 à 530.

[8] H. SAUER: Turbosätze auf Stahlkonstruktionen. *Elektrizitätswirtschaft*, vol. 52 (1953), n° 20, p. 598 à 602.

[9] F. KOLLBRUNNER et O. HAUETER: Stahlfundamente für Turbogruppen. Mitteilungen über Forschung und Konstruktion im Stahlbau der Firma C. Zschokke, Döttingen, n° 12, août 1950.

[10] H. DIETZ: Zum tiefabgestimmten Stahltisch für Turbomaschinen. *Stahlbau*, vol. 26 (1957), n° 3, p. 65 à 71.

[11] J. GEIGER: Berechnungen der Schwingungserscheinungen an Turbodynamos. VDI, vol. 66, n° 26, 1.7.1922.

[12] G. EHLERS: Die Berechnung der Schwingungen von Turbinenfundamenten. Festschrift de la maison Wayss & Freytag, éd. Wittwer, Stuttgart 1925, p. 160 à 182.

[13] Norm DIN 4024: Stützkonstruktionen für rotierende Maschinen.

Echangeur de chaleur à pluie de particules pour températures élevées

536.27

On envisage d'utiliser des échangeurs de chaleur à billes de céramique ou gouttes de sel fondu, comme réchauffeurs à haute température de l'air de combustion, dans les installations combinées générateur MHD–turbine à vapeur. Des formules simplifiées, permettant le calcul thermique de tels appareils, sont données, ainsi que des considérations sur la manière de choisir judicieusement, du point de vue économique, les grandeurs arbitraires.

1. Principe et forme des chambres d'un échangeur de chaleur à pluie de particules

Un agent caloporteur solide, liquide ou changeant d'état tombe sous forme de particules ou de gouttes, successivement à travers deux chambres d'échange de chaleur. L'agent caloporteur absorbe de la chaleur dans la chambre à gaz chaud et la transmet dans la chambre à gaz froid au fluide qui doit être réchauffé (fig. 1).

La forme la plus simple de chambre d'échange est le cylindre de révolution. Nous montrerons, dans cet article, que les chambres à section variant avec la hauteur, à vitesse des particules en principe constante, sont plus avantageuses du point de vue économique.

2. Mode de résolution du problème

Notre investigation sur la manière de choisir les grandeurs arbitraires selon des critères économiques concerne tout d'abord les appareils fonctionnant avec une vitesse constante des particules. On peut établir, en partant de cette hypothèse, des relations mathématiquement simples, dont la validité peut être ensuite étendue, avec une approximation suffisante, aux cas de chambres à section de passage constante. Nous faisons, en fin d'article, une comparaison entre les chambres à vitesse des particules constante et celles à section constante.

3. Echangeur de chaleur à pluie de particules à vitesse des particules constante

3.1 Grandeurs dépendantes principales

L'analyse unidimensionnelle du mouvement et de la transmission de chaleur dans les chambres d'échange permet d'établir, pour certains paramètres fixes, les relations entre les grandeurs dépendantes principales du système d'échange et les grandeurs arbitraires. Les équations sont valables pour des particules sphériques solides et de mêmes diamètres.

Les paramètres fixes sont donnés par l'installation combinée générateur MHD–turbine à vapeur (débits, températures, pressions et composition du gaz) (voir figure 2).

Les grandeurs arbitraires sont le diamètre d des particules, leur vitesse w_W et deux grandeurs déterminant l'évolution de la température de l'agent caloporteur (par exemple la température maximale $T_{W\max}$ et la variation totale de température ΔT_W) (voir figure 3). L'agent caloporteur doit résister aux hautes températures et à la corrosion.

Les grandeurs dépendantes sont la hauteur de chambre h, la section de chambre S, la perte de charge Δp, le débit des particules $\dot{M}_W$, la quantité de particules M_W et la puissance d'élévation pour le retour des particules P_H.

Hauteur active de chambre

La hauteur de chambre nécessaire pour l'échange de chaleur est:

$$h = \frac{d}{6} \varrho_W c_W w_W \frac{1}{\alpha} \frac{\Delta T_W}{(T - T_W)_m} \qquad (1)$$

La résistance à la pénétration de la chaleur dans les particules n'est pas considérée, car elle est négligeable par rapport à la résistance de passage sur la surface.

α est un coefficient de transmission de chaleur moyen donné par [1]:

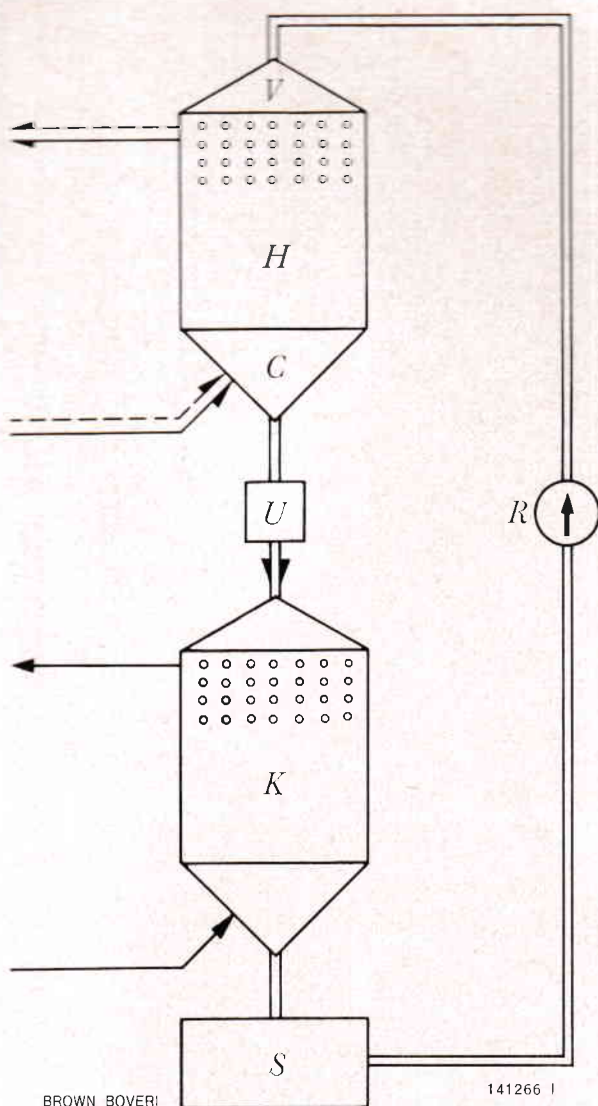


Fig. 1. – Schéma d'un échangeur de chaleur à pluie de particules

——— gaz froid
— — — gaz chaud
═══ agent caloporteur
K = chambre à gaz froid
H = chambre à gaz chaud
V = distributeur
C = collecteur
U = système de passage
S = accumulateur
R = système d'élévation des particules

$$\alpha = \frac{\lambda}{d} \cdot 0{,}37\ \mathrm{Re}^{0,6} \tag{2}$$

où

$$17 \leqq \mathrm{Re} = \frac{\varrho\,(w + w_W)\,d}{\mu} \leqq 7 \cdot 10^4$$

Les applications numériques du paragraphe 3.3 montrent que le coefficient de transmission ne varie que de 3% au plus sur les deux hauteurs de chambre. Les valeurs de λ et de Re dans la formule (2) peuvent être donc prises dans une section quelconque.

$(T - T_W)_m$ est la différence de température moyenne logarithmique (voir figure 3).

$$(T - T_W)_m = \frac{(T_E - T_{WE}) - (T_A - T_{WA})}{\ln \dfrac{T_E - T_{WE}}{T_A - T_{WA}}} \tag{3}$$

Section de passage des chambres

Elles sont données par

$$S = \frac{\dot{M}_W}{\varrho_W\, w_W} + \frac{\dot{M}/\varrho}{w_{W\max} - w_W} \tag{4}$$

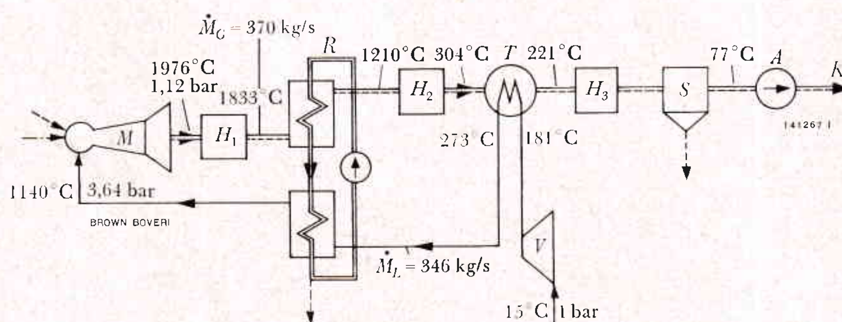


Fig. 2. – Circuit d'une installation combinée générateur MHD–turbine à vapeur. Puissance thermique du combustible: 1000 MW

——— air
— — — gaz de combustion
═══ agent caloporteur
–·–·– combustible (mazout)
— — — semence

V = compresseur
T = récupérateur à basse température ($Q_T = 34$ MW)
R = échangeur de chaleur à pluie de particules ($Q_R = 342$ MW)
M = générateur MHD
H_i = surfaces chauffées (pour la turbine à vapeur)
S = séparateur de semence
A = soufflante d'évacuation
K = cheminée

Fig. 3. – Variation de la température dans un échangeur à pluie de particules

L = air
G = gaz de combustion
W = agent caloporteur
E = entrée } de l'agent
A = sortie } caloporteur
H = chambre à gaz chaud (gaz de combustion)
K = chambre à gaz froid (air)
x = espace parcouru par une particule
h = hauteur de la chambre

La grandeur $w_{W\max}$ est une vitesse particulière des particules. Elle est donnée par les formules (10a) et (10b).

La formule (4) exprime la variation de la section S en fonction de l'espace parcouru x (contenu implicitement dans ϱ et $w_{W\max}$) pour une vitesse des particules w_W donnée constante.

Perte de charge du gaz

En traversant les parties actives des chambres, le gaz doit surmonter les résistances suivantes:

- la résistance des particules,
- le frottement sur les parois.

En négligeant la part insignifiante du frottement sur les parois, on a pour la perte de charge sur une hauteur de chambre

$$\Delta p = p_A - p_E = \frac{1}{S_m}\left[\dot{M}(w_E - w_A) + g\,\dot{M}_W\,\frac{h}{w_W}\right] \tag{5}$$

où S_m est une section moyenne définie par la formule

$$S_m = \frac{1}{\Delta p}\int_{p_E}^{p_A} S(p)\,\mathrm{d}p \approx \frac{1}{2}(S_E + S_A) \tag{6}$$

Débits des particules

$$\dot{M}_W = \frac{Q}{c_W\,\Delta T_W} \tag{7}$$

Quantité de particules dans la partie active d'une chambre

$$M_W = \dot{M}_W\,\frac{h}{w_W} \tag{8}$$

Puissance d'élévation pour le retour des particules

$$P_H = \frac{1}{\eta_H}\,\dot{M}_W\,g\,(h_L + h_G) \tag{9}$$

P_H s'entend pour la somme des hauteurs actives seulement.

3.2 Restriction du choix de la vitesse des particules

Avant d'appliquer numériquement les relations données, il faut savoir entre quelles limites on peut choisir les vitesses des particules. La figure 4 représente $S\,(w_W)$ selon l'équation (4), pour un lieu quelconque x de la chambre d'échange (la figure donne l'allure de la courbe, non les coordonnées exactes). Trois vitesses particulières sont reportées:

a. la vitesse maximale $w_{W\max}$;
$\lim_{w_W \to w_{W\max}} S = \infty$

b. la limite de stabilité $w_W\,(S_{\min})$

c. la vitesse minimale $w_{W\min}$
Cette dernière vitesse correspond à la limite de validité des équations du mouvement. (Les particules se sont tellement rapprochées les unes des autres qu'elles constituent une masse compacte ou, s'il s'agit de gouttes, une masse liquide.)

Domaine stable

La courbe S (w_W, $dw_W/dx = 0$) de la figure 4 représente la limite entre un domaine de mouvement accéléré et un domaine de mouvement retardé. Des

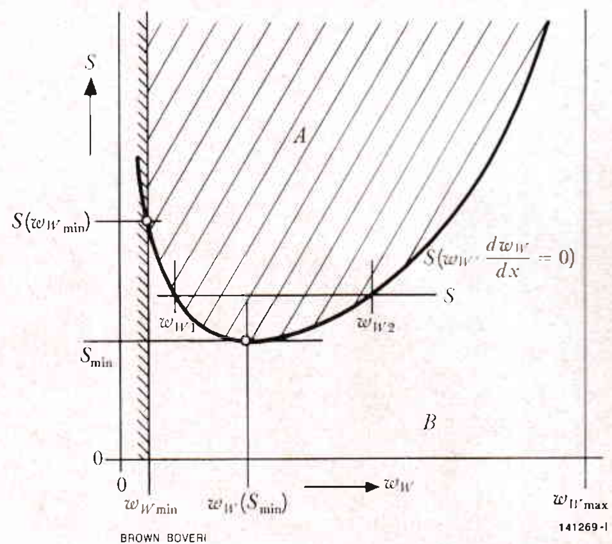


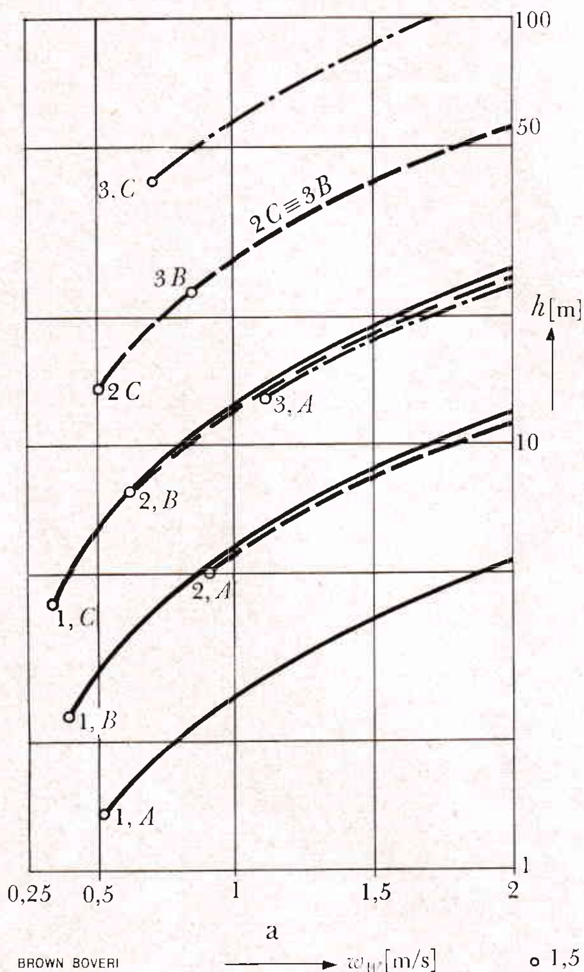
Fig. 4. – Vitesses particulières des particules

A = domaine du mouvement accéléré
B = domaine du mouvement retardé
S = section de la chambre
w_W = vitesse (agent caloporteur)

deux vitesses de particules w_{W1} et w_{W2} seule $w_{W2} > w_W\ (S_{min})$ permet un régime stable. Ce n'est que pour $w_W > w_W\ (S_{min})$ que de petits écarts de la valeur requise pour une vitesse constante se corrigent d'eux-mêmes.

Choix de la vitesse des particules

Le calcul d'exemples concrets (paragraphe 3.3) a montré que la vitesse $w_{W\,min}$ est environ égale au cen-



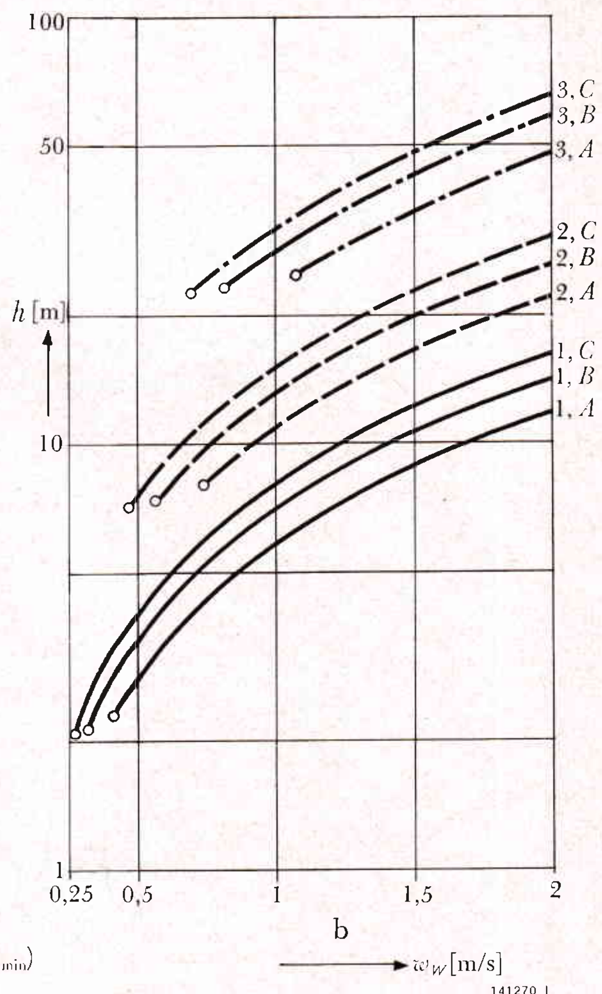


Fig. 5. – Hauteurs des chambres

a: chambre à air b: chambre à gaz de combustion

1, A, etc.: variantes selon paragraphe 3.3. Les cercles indiquent les valeurs pour 1,5 $w_W\ (S_{min})$.

tième de w_W (S_{min}). Pour la construction d'échangeurs à pluie de particules, seules des vitesses w_W (S_{min}) $< w_W < w_{W\max}$ entrent en considération. Pour des raisons de sécurité, on ne choisira pas w_W trop près de la limite de stabilité w_W (S_{min}). Cette dernière vitesse dépendant selon l'équation (13) de l'ordonnée x, il faut en utiliser la valeur maximale dans la chambre considérée.

Calcul des trois vitesses particulières

La vitesse maximale est:

$$w_{W\max} = A\,(1/\varrho)^{0,5} \qquad (10a)$$

pour $10^3 \leqq \mathrm{Re} \leqq 3 \cdot 10^5$

ou

$$w_{W\max} = B\,(1/\varrho)^{0,376}\,\mu^{-0,248} \qquad (10b)$$

pour $10^2 \leqq \mathrm{Re} \leqq 10^3$

Les facteurs A et B sont définis comme suit (voir page 15 dans [2]):

$$A = \sqrt{2,96\, d\, \varrho_W\, g} \qquad (11)$$

$$B = 0,356\, d^{0,871}\,(\varrho_W\, g)^{0,624} \qquad (12)$$

La limite de stabilité est:

$$w_W(S_{min}) = \frac{w_{W\max}}{1 + \sqrt{\dfrac{\dot{M}/\varrho}{\dot{M}_W/\varrho_W}}} \qquad (13)$$

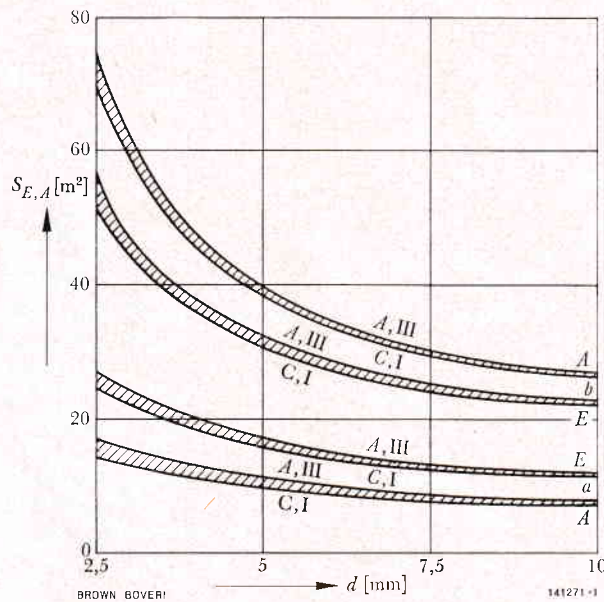


Fig. 6. – Section de la chambre aux endroits E et A

a: chambre à air b: chambre à gaz de combustion
A, III, etc.: variantes selon paragraphe 3.3

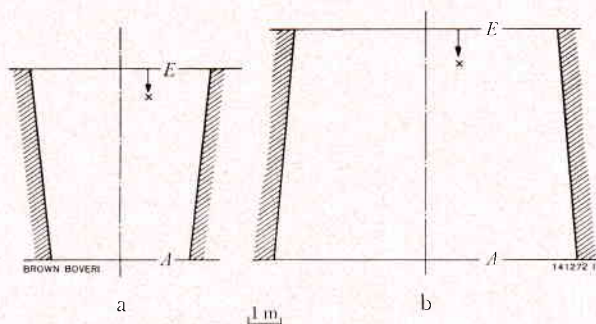
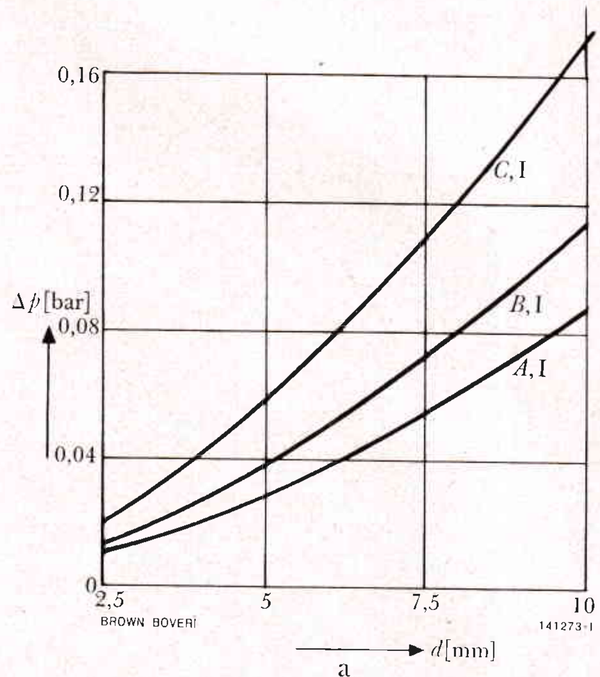


Fig. 7. – Forme de la chambre pour une vitesse w_W constante (exacte homothétiquement pour la variante 1 B, II)

a: chambre à air b: chambre à gaz de combustion



0,08
Δp [bar]
0,04
0
A, I
B, I
C, I
2,5 5 7,5 10
BROWN BOVERI 141273-I
d [mm]
b

Fig. 8. – Pertes de charge

a: chambre à air b: chambre à gaz de combustion

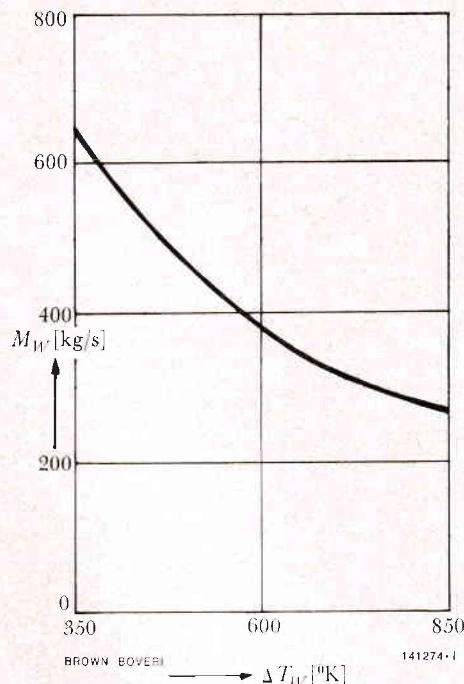


Fig. 9. – Débit de particules en fonction de la variation totale de température de l'agent caloporteur

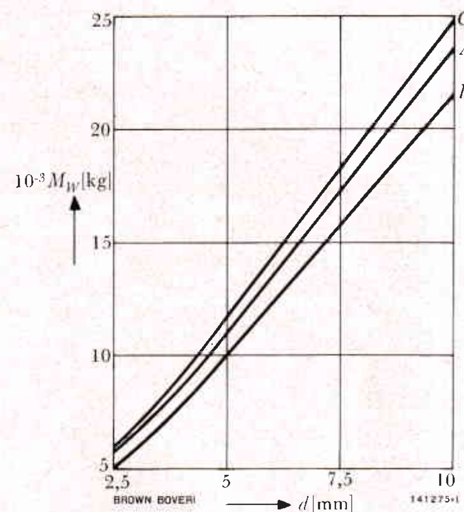


Fig. 10. – Quantité de particules dans les volumes actifs des chambres

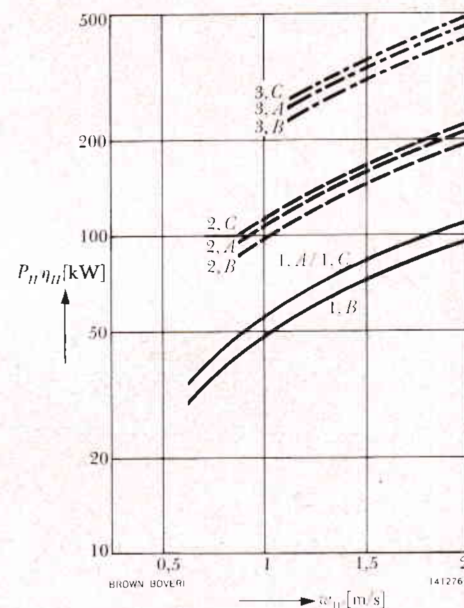


Fig. 11. – Puissance d'élévation (pour $h_L + h_G$) pour le retour de l'agent caloporteur

et la vitesse minimale :

$$w_{W\min} = \frac{w_{W\max}}{1 + 1{,}70 \dfrac{\dot{M}/\varrho}{\dot{M}_W/\varrho_W}} \qquad (14)$$

La vitesse $w_{W\min}$ de la formule (14) correspond à un écoulement non ordonné d'une masse compacte de particules sphériques.

3.3 Etude de l'influence des grandeurs arbitraires sur les grandeurs dépendantes à l'aide d'exemples concrets

Les figures 5 à 11 donnent les résultats du calcul de l'influence du diamètre d, de la variation de température ΔT_W et de la vitesse w_W sur les grandeurs dépendantes d'un échangeur à pluie de particules, pour une vitesse w_W, constante dans les chambres. Le calcul est fondé sur l'hypothèse d'une installation MHD telle que celle représentée sur la figure 2. L'agent caloporteur est de l'oxyde d'aluminium. Toutes les variantes sont calculées avec les valeurs

$$\varrho_W = 3{,}80 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$$
$$c_W = 1{,}50 \cdot 10^3 \text{ J/kg °C}$$
$$T_{W\max} = 1350 \text{ °C}$$

Ces variantes sont :

Variante N° *d* [mm]	1 2,5	2 5	3 10
Variante ΔT_W [°C]	*A* 350	*B* 600	*C* 850
Variante N° w_W [m/s]	I 1,5 w_W ($S_{\min}$)	II 1	III 2

3.4 *Choix des grandeurs arbitraires selon des considérations d'ordre économique*

Vitesse des particules

L'examen numérique a montré que, dans le domaine stable, des vitesses aussi faibles que possibles sont avantageuses. De petites vitesses donnent de petites hauteurs de chambre, sections et puissances d'élévation pour le retour des particules. L'influence de w_W sur les autres grandeurs dépendantes est faible.

Diamètre des particules

Lorsque le diamètre d croît, la hauteur de chambre, la perte de charge, la quantité de particules et la puissance d'élévation pour le retour des particules augmentent, tandis que la section de passage diminue. Il faut donc un petit diamètre pour obtenir de petites valeurs des quatre premières grandeurs et un grand diamètre pour obtenir une petite section de passage. La figure 6 montre toutefois que S augmente fortement dans la direction des petits d et diminue faiblement dans la direction des grands d, alors que h, Δp, M_W et P_H croissent linéairement ou plus que linéairement quand d augmente. Il existe probablement une grandeur de particule économiquement optimale, qu'une étude de frais permettrait de déterminer.

Variation de température de l'agent caloporteur

La perte de matière inévitable de l'agent caloporteur, vraisemblablement proportionnelle à $\dot{M}_W$, fait préférer un ΔT_W aussi grand que possible. Il faut se résigner aux plus grandes contraintes thermiques.

Matériau de l'agent caloporteur

Seules les céramiques d'oxydes très pures (Al_2O_3, MgO) ou le sulfate de potassium (K_2SO_4) entrent en considération pour l'emploi dans un échangeur à pluie de particules à haute température d'une installation MHD. Les chaleurs massiques c_W et les masses volumiques ϱ_W de ces trois substances sont proches l'une de l'autre et ne provoquent pas de différences de valeur importantes des grandeurs dépendantes de l'échangeur. En revanche, le prix de K_2SO_4 est environ le trentième de celui des céramiques d'oxydes pures; ce matériau est par conséquent, en considération des pertes de matière auxquelles on doit s'attendre (par modification chimique ou mécanique), plus avantageux du point de vue économique. De plus, le K_2SO_4 perdu peut être régénéré en partie dans l'installation de traitement de la semence, alors que les particules usées de céramique doivent être éliminées.

4. Comparaison entre l'échangeur à pluie de particules à vitesse constante et celui à section constante

Nous avons également examiné la conception d'échangeur basée sur l'hypothèse S = constante. Les figures 12a et 12b montrent la variation de quelques grandeurs en fonction de la hauteur de chambre. Les courbes sont valables pour la variante 1*B* du paragraphe 3.3.

De la comparaison des deux conceptions d'échangeurs, on peut tirer les conclusions suivantes:

A égalité des grandeurs arbitraires, on obtient pour les deux conceptions pratiquement les mêmes sections de chambre, pertes de charge et quantités de particules.

Les hauteurs de chambre et les puissances d'élévation sont approximativement les mêmes pour les deux conceptions, si la vitesse des particules w_W de la conception w_W = constante est égale à la moyenne de w_W sur la hauteur de la chambre pour la conception S = constante.

A conditions égales, les deux conceptions diffèrent dans la possibilité de modifier la vitesse. La conception w_W = constante permet de choisir une vitesse des particules faible et par conséquent de réduire les dimensions du système d'échange. Dans la conception S = constante, seules des vitesses moyennes w_W relativement grandes sont possibles. Il apparaît donc que des deux conceptions, la plus avantageuse du point de vue économique est celle qui comporte des chambres à parois inclinées.

PETER MÜLLER

Symboles utilisés

Les unités utilisées sont celles du système MKS

a	m	distance «moyenne» entre les particules (réseau cubique)
c_W	J/kg °C	chaleur massique de l'agent caloporteur
d	m	diamètre des particules
g	m/s²	accélération de la pesanteur
h	m	hauteur de chambre nécessaire pour la quantité de chaleur à transmettre
$\dot{M}$	kg/s	débit (gaz de combustion, air)
$\dot{M}_W$	kg/s	débit (agent caloporteur)
M_W	kg	quantité de particules dans le volume actif de la chambre
P_H	W	puissance d'élévation pour le retour des particules
p	N/m²	pression

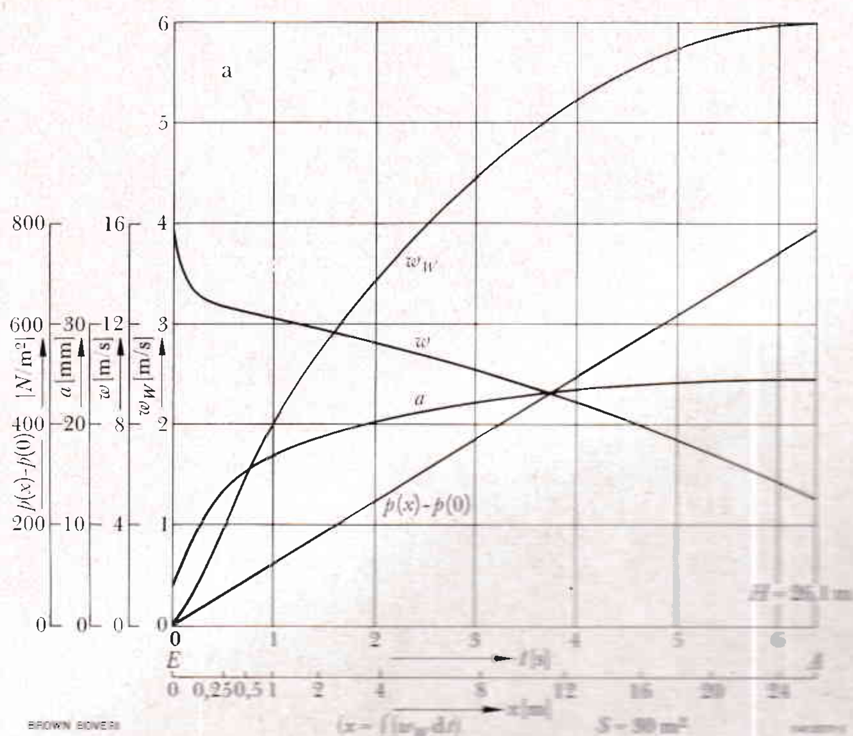
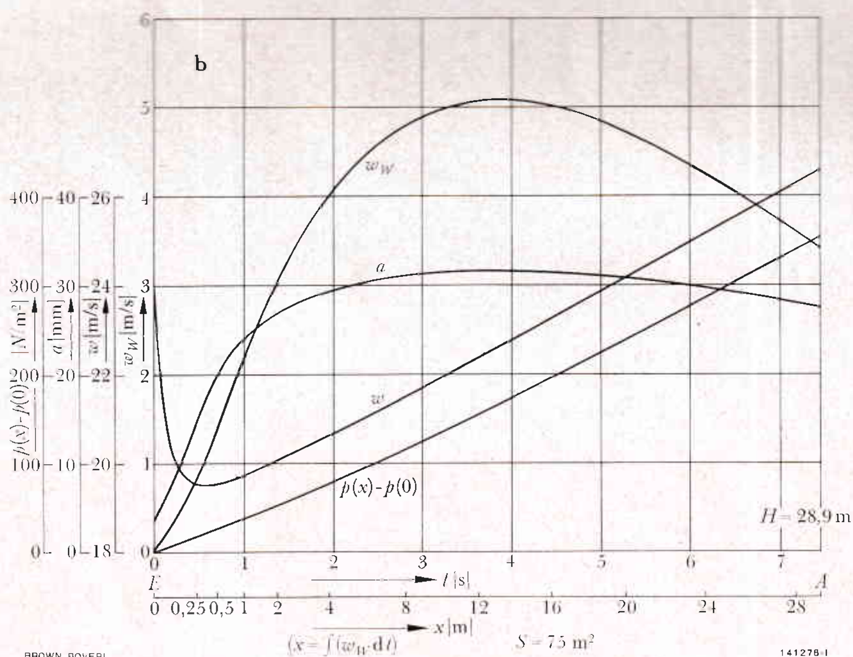


Fig. 12. – Echangeur de chaleur à pluie de particules pour une section constante. Variante 1 B (paragraphe 3.3). Variations de quelques grandeurs en fonction des hauteurs de chambre

a: chambre à air
b: chambre à gaz de combustion
$p_{(x)} p_{(0)}$ = pertes de charge
a = distance entre les particules
w = vitesse
w_W = vitesse de particules



Δp	N/m^2	différence de pression pour la hauteur h d'une chambre d'échange	T	°C	température (gaz de combustion, air)
Q	W	flux thermique transmis	T_W	°C	température (agent caloporteur)
$\mathrm{Re} = \dfrac{\varrho\,(w + w_W)\,d}{\mu}$		nombre de Reynolds	ΔT_W	°C	variation totale de température de l'agent caloporteur (voir figure 3)
S	m^2	section de la chambre	t	s	temps (compté à partir de l'entrée de la particule)

w	m/s	vitesse (gaz de combustion, air)
w_W	m/s	vitesse (agent caloporteur)
$w_{W\max}$		vitesses particulières des particules (paragraphe 3.2)
$w_W\ (S_{\min})$		
$w_{W\min}$		
x	m	espace parcouru par une particule (à partir de son entrée)
α	$W/m^2\,°C$	coefficient de transmission thermique
η_H		rendement pour l'élévation des particules
λ	$W/m\,°C$	conductivité thermique des gaz de combustion ou de l'air (à la température du film)
μ	kg/sm	viscosité dynamique (à la température du film)
ϱ	kg/m^3	masse volumique (gaz de combustion, air)
ϱ_W	kg/m^3	masse volumique (agent caloporteur)

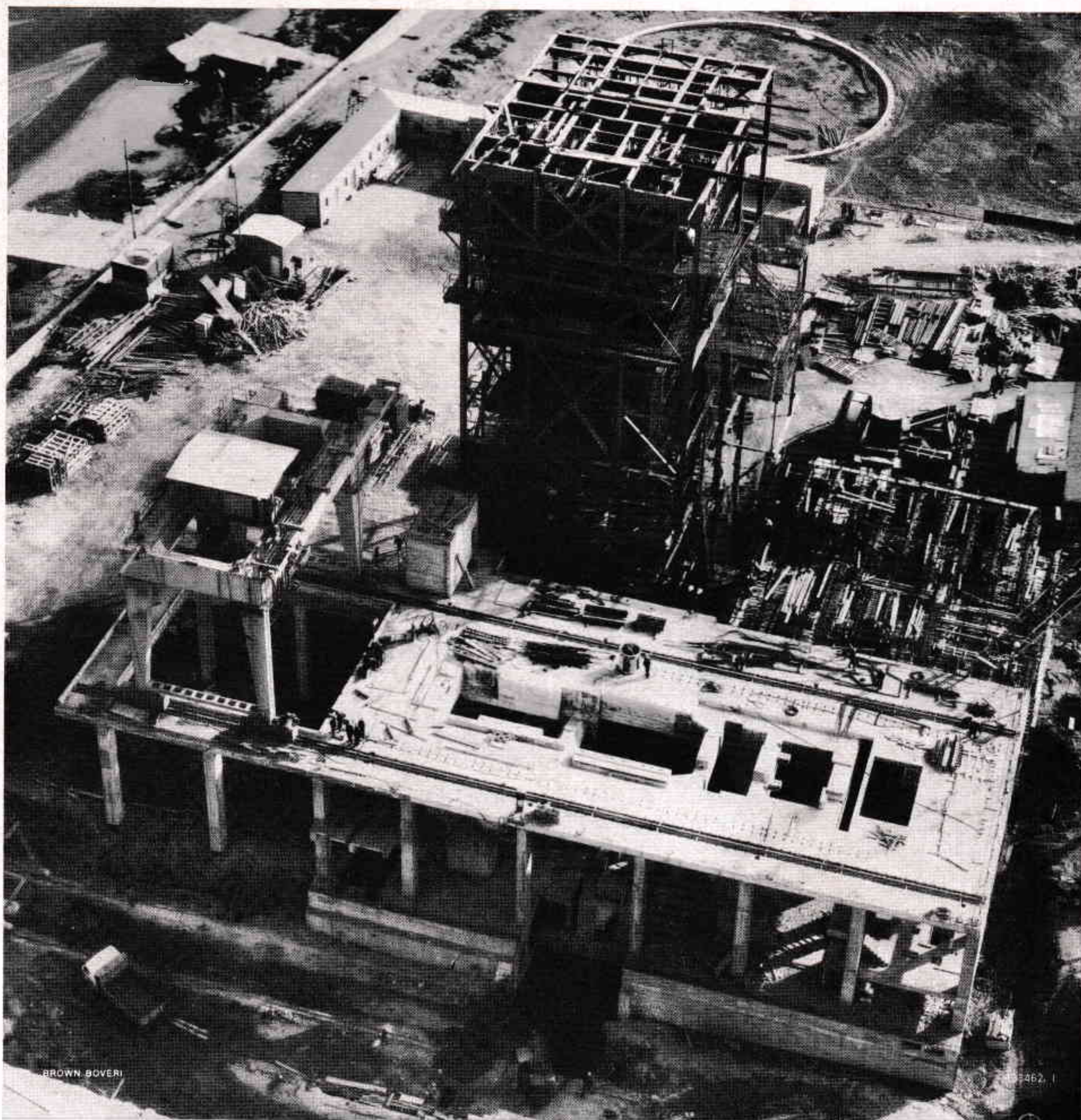
Indices:

G	gaz de combustion
L	air
W	agent caloporteur
E, A	entrée, sortie (voir figure 3)

Bibliographie

[1] W. H. McAdams: Heat Transmission. McGraw-Hill, New York 1954.

[2] H. Schlichting: Grenzschicht-Theorie. Karlsruhe 1958.



Centrale à vapeur de Besós, près de Barcelone (Espagne)

Vue de la plate-forme du turbogroupe avec évidements pour corps de turbines et alternateur: état d'avancement des travaux en fin de 1966.

L'étude et la construction de cette centrale sont confiées à la Société Brown Boveri en qualité d'entrepreneur général (voir l'article de la page 716).

Publications de collaborateurs parues dans diverses revues

AUER P. et MEICHLE A.: Das Atomkraftwerk Mühleberg der BKW. *Schweiz. Bauztg*, vol. 85 (1967), n° 23, p. 398 à 406.

CANAY M.: Graphische Behandlung des Asynchronlaufes von Synchronmaschinen mit lamellierten und massiven Polen. *Elektrotech. Z.*, Ausg. A, vol. 88 (1967), n° 5, p. 123 à 129.

CHRISTOFFEL M.: The design and testing of EHV shunt reactors. *IEEE Pwr Appar. & Syst.*, vol. 86 (1967), n° 6, p. 684 à 692.

FISCHER W.: Über die Kinetik der Wasserstoffpermeation durch Nickel. *Z. Naturforsch.*, vol. 22a (1967), n° 10, p. 1581 à 1586.

FISCHER W.: Die Thermokraft von kubisch stabilisiertem Zirkonoxid zwischen Sauerstoffelektroden. *Z. Naturforsch.*, vol. 22a (1967), n° 10, p. 1575 à 1581.

HAURI A.: Steuersysteme für die Kraftwerk-Automatisierung. *Bull. Ass. suisse Elect.*, vol. 58 (1967), n° 23, p. 1061 à 1070.

HORVAT I.: Genaue potentialfreie Summierung der Messwerte eines Fernmess-Systems mittels des Zerhackverfahrens. *Arch. tech. Messen* (1967), n° 375, p. R 37 à R 45.

HÜBNER R.: Schaltungsbeispiele mit einer neuen Schaltdiode. *Electro. Rev.*, vol. 59 (1967), n° 33, p. 1470 à 1475.

HUGI L.: Neuere Isolierstoffe der Elektrotechnik. *Bull. Ass. suisse Elect.*, vol. 58 (1967), n° 20, p. 893 à 906.

KNAPP P.: Schutz der Halbleiter in Leistungsstromrichtern. *Tech. Rdsch.*, vol. 59 (1967), n° 15, p. 25 à 31.

MEYER H.: Eine neue Baureihe der industriellen Elektronik mit integrierten Schaltkreisen. *Nouv. Gaz. Zurich*, Beilage «Technik», n° 58 du 12 avril 1967.

OPLATKA G.: Grundlagen der Wärmeübertragung. *Tech. Rdsch.*, vol. 59 (1967), n°s 16, 19, 21, 23, 27, 28.

PISECKER W. et VOGEL X.: «Thysert» – Stromrichterbausteine der Leistungselektronik. *Chem. Rdsch.*, vol. 20 (1967), n° 45, p. 835 à 837.

PLUST H.G.: Die Brennstoffzelle als Energiequelle für Fahrzeugantriebe. *Automobiltech. Z.*, vol. 69 (1967), n° 6, p. 175 à 183.

PLUST H.G.: Brennstoffzellen. *Bull. Ass. suisse Elect.*, vol. 58 (1967), n° 6, p. 249 à 256.

PLUST H.G.: Entwicklungsstand der Brennstoffzelle. Möglichkeiten ihrer Anwendung als Kraftfahrzeugantrieb. *VDI-Z.*, vol. 109 (1967), n° 7, p. 285 à 288.

SEIPPEL C.: The development of the industrial gas turbine. *Proc. Instn mech. Engrs*, vol. 180/1 (1965–66), n° 9, p. 217 à 231.

SEIPPEL C.: The evolution of compressor and turbine bladings in gas turbine design. *Trans. Amer. Soc. mech. Engrs*, vol. 89 (1967) A 2, p. 199 à 206.

SCHÖNSLEBEN M.: La technique de la transmission et du traitement de l'information à l'usage des grands réseaux électriques. *Bull. Soc. belge Elect.*, vol. 83 (1967).

STARKERMANN R.: Betrachtungen zur möglichen Komplexität neurologischer Netzwerke. *Regelungstechnik*, vol. 15 (1967), n° 8, p. 349 à 354.

TITZE H.: Einfluss der Technik auf das philosophische Denken. *Schweiz. Bauztg*, vol. 85 (1967), n° 21, p. 365 à 368.



Editeur: Société Anonyme Brown, Boveri & Cie, Baden (Suisse). Imprimé par Kreis & Cie S.A. à Bâle
Distributeur pour la France: Cie Electro-Mécanique, 12, rue Portalis, Paris (8e)